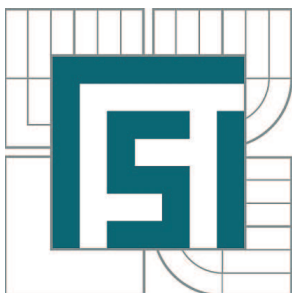


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

TEPELNĚ-MECHANICKÁ ANALÝZA HLAVY VZNĚTOVÉHO SPALOVACÍHO MOTORU

THERMO-MECHANICAL ANALYSIS OF DIESEL INTERNAL COMBUSTION ENGINE HEAD

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. ONDŘEJ KOZÁK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc. Ing. PAVEL NOVOTNÝ, Ph.D.

BRNO 2012

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2011/12

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Ondřej Kozák

který/která studuje v **magisterském studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Tepelně-mechanická analýza hlavy vznětového spalovacího motoru

v anglickém jazyce:

Thermo-mechanical Analysis of Diesel Internal Combustion Engine Head

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Analyzovat napjatost a deformaci tepelně a mechanicky zatížené hlavy vznětového spalovacího motoru. Provést analýzu životnosti hlavy.

Cíle diplomové práce:

- 1) Úvodní rešerže použitelných metod řešení
- 2) Tvorba geometrických a MKP modelů
- 3) Stanovení zatížení hlavy a rozložení teplot
- 4) Řešení napjatosti a deformace
- 5) Řešení únavové životnosti
- 6) Závěr

Seznam odborné literatury:

- [1] Kolektiv VÚNM a ČKD. Naftové motory čtyřdobé, 1díl. Státní nakladatelství technické literatury, n.p., Druhé vydání, Praha, 1962. L123-B3-IV-41/2490
- [2] ESFAHANIAN, V. Thermal analysis of an SI engine piston using different combustion boundary condition treatments. Applied Thermal Engineering 26 (2006) 277–287
- [3] LEE, L. Design and analysis of gasket sealing of cylinder head under engine operation conditions. Finite Elements in Analysis and Design 41 (2005) 1160–1174

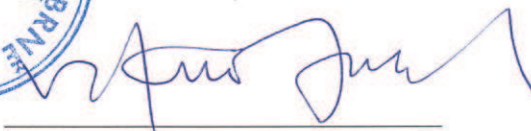
Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Pavel Novotný, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2011/12.

V Brně, dne 11.2.2011 9:12:2



prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu



prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan



ABSTRAKT

Tato diplomová práce je zaměřena na analýzu mechanického a tepelného zatížení hlavy vznětového motoru s následným výpočtem únavové životnosti. První část práce je věnována seznámení s obecnými možnostmi řešení těchto analýz. V druhé části je provedena analýza zatížení hlavy daného vznětového motoru a stanovení výsledných napětí, deformací a únavové životnosti.

KLÍČOVÁ SLOVA

Hlava motoru, MKP, tepelně-mechanická analýza

ABSTRACT

This thesis deals with analysis of mechanical and thermal load of a diesel engine cylinder head with fatigue life prediction. In the first part common solution options are described. The second part contains stress, deformation and fatigue life prediction computation of the given diesel engine cylinder head.

KEYWORDS

Cylinder head, FEA, termo-mechanical analysis



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KOZÁK, O. Tepelně-mechanická analýza hlavy vznětového spalovacího motoru. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 78 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Pavel Novotný, Ph.D..



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Pavla Novotného a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 24. května 2012

.....

Ondřej Kozák



PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě bych rád poděkoval všem lidem, kteří mi při psaní této práce přispěli názory a užitečnými radami. Poděkování náleží především mým rodičům, kteří mi byli oporou po celou dobu studia. Rád bych také poděkoval vedoucímu práce doc. Ing. Pavlu Novotnému, Ph.D., za odborné vedení, cenné rady a užitečná doporučení.



OBSAH

Úvod	10
1 Mechanické a tepelné zatížení	11
1.1 Mechanické zatížení	11
1.1.1 Statické zatížení	11
1.1.2 Dynamické zatížení	11
1.2 Tepelné zatížení	12
1.3 Metody určení napětí	13
1.3.1 Metoda výpočtem	13
1.3.2 Metoda měřením	13
2 Metoda konečných prvků	16
2.1 Princip MKP	16
2.2 Postup řešení problému	17
3 Tepelně-mechanická analýza	19
3.1 Algoritmus řešení	19
3.2 3D model součásti	20
3.3 MKP model	21
3.4 Okrajové podmínky	22
3.4.1 Tepelné zatížení	22
3.4.2 Mechanické zatížení	24
3.5 Únavová životnost	25
4 Zkoumaný motor	27
5 Tvorba 3D modelů	30
5.1 Použitý software	30
5.2 Model hlavy válce	30
5.3 Model bloku motoru	32
5.4 Ostatní modely	33
5.5 Sestava motoru	35
6 Tvorba MKP modelu	37
6.1 ASYS ICEM CFD	37
6.2 Algoritmus tvorby sítě	37
6.3 Metody síťování	38
6.3.1 Síťování objemovými elementy	39
6.3.2 Síťování plošnými elementy	39
6.4 Síťování hlavy válce	40
6.4.1 První varianta	41



6.4.2	Druhá varianta	41
6.4.3	Třetí varianta.....	43
6.5	Síťování bloku motoru a vložek válců.....	45
6.5.1	Síťování bloku motoru.....	45
6.5.2	Síťování vložek válců.....	47
6.6	Síťování víka a olejové vany	48
6.7	Sestava motoru.....	49
6.7.1	Tvorba kvadratických elementů	50
6.7.2	Tvorba kontaktů.....	51
6.7.3	Materiálové vlastnosti	51
7	Výpočet tepelně-mechanické analýzy	52
7.1	Použitý software	52
7.2	Úprava modelu.....	53
7.2.1	Tvorba materiálových modelů.....	53
7.2.2	Nastavení kontaktních ploch	53
7.2.3	Vlastnosti prvků typu shell.....	54
7.3	Tepelná analýza	54
7.3.1	Zvolené prvky.....	54
7.3.2	Okrajové podmínky	55
7.3.3	Výsledky tepelné analýzy.....	57
7.4	Mechanická analýza.....	59
7.4.1	Zvolené prvky.....	59
7.4.2	Okrajové podmínky	60
7.4.3	Výsledky mechanické analýzy	62
7.5	Tepelně-mechanická analýza.....	66
7.5.1	Okrajové podmínky	66
7.5.2	Výsledky tepelně-mechanické analýzy	67
8	Únavová životnost	70
8.1	Použitý software	70
8.2	Okrajové podmínky	70
8.3	Výsledky analýzy únavové životnosti	72
	Závěr.....	74
	Seznam použitých zkratk a symbolů	77



ÚVOD

Hlava vznětového motoru je jedna z nejsložitějších částí samotného motoru, jelikož jsou v ní uloženy sací a výfukové kanály, části rozvodového mechanismu, vstřikovače a kanály pro mazání a vodní chlazení. Velkým měřítkem se na výsledné podobě této součásti podílí také její zatížení, které bývá jak tepelné, tak mechanické.

Na moderní motory jsou kladeny stále větší nároky z důvodu snižování spotřeby a vyprodukovaných emisí. Tato snaha zapříčiňuje zvyšování tlaku a teploty uvnitř spalovacího prostoru. Na druhou stranu jsou konstruktéři limitováni technologickými možnostmi a cenou, všechny tyto vlivy musí zohlednit při návrhu budoucího motoru. V dnešní době je jedním z nejpoužívanějších nástrojů při konstrukci takto složitých součástí metoda konečných prvků. Ta umožňuje rychlejší výpočet s dobrými výsledky, díky kterým není potřeba vyrábět prototypy v prvotní fázi návrhu, jak tomu bylo v dřívějšku. Tím je ušetřeno velké množství času, ale především finančních prostředků.

V této práci budu provádět analýzy mechanického a tepelného zatížení s následným výpočtem únavové životnosti. Tyto analýzy budou vytvářeny za pomoci inženýrského softwaru tak, jako je běžné v praxi při konstruování nové součásti. Bude vytvořen model sestavy motoru v prostředí programu CAD, který bude sloužit k následným výpočtům. Výpočty budou prováděny v programu, který využívá metody konečných prvků. Zde budou zjištěny výsledné hodnoty napětí a deformací, způsobené zatížením hlavy motoru. Ty budou sloužit k výpočtu únavové životnosti.



1 MECHANICKÉ A TEPELNÉ ZATÍŽENÍ

Určení skutečného namáhání spalovacího motoru je velmi důležité při návrhu jednotlivých součástí a jejich soustav. Výpočet napětí je nezbytný předpoklad pro určení rozměrů, materiálu, z kterého bude součást vyrobena, a také technologického postupu, který bude zvolen při výrobě. Tímto napěťová analýza hraje zásadní roli na úspore času a také finančních prostředků vynaložených při vývoji moderních spalovacích motorů. Dále také pomáhá určit výslednou spolehlivost výrobku.

Napěťovou analýzu můžeme rozdělit pomocí druhu zatížení, které na danou součást působí. Tato zatížení mohou být mechanická a tepelná [1].

1.1 MECHANICKÉ ZATÍŽENÍ

Mechanické zatížení můžeme rozdělit na statické a dynamické.

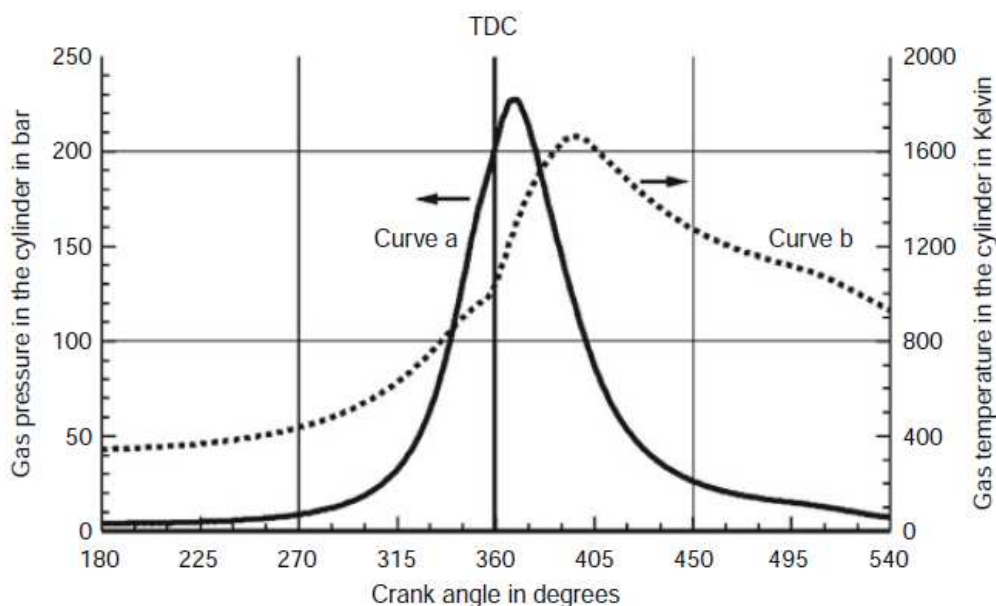
1.1.1 STATICKÉ ZATÍŽENÍ

Statická zatížení hlavy válce spalovacího motoru můžeme rozdělit dle příčiny jejich původu na dvě skupiny, a to na zatížení vzniklá při výrobě a na zatížení vzniklá při montáži. Zatížení vzniklá při výrobě jsou zbytková napětí, která zůstávají v součásti po různých technologických úpravách např. odlévání, svařování, obrábění, povrchových úpravách atd. Zatížení zapříčiněná montáží vznikají při zalisování sedel a vodítek ventilů, dále se projevuje napětí vycházející z předpětí šroubů, kterými je hlava válce připevněna k bloku motoru. Největší vliv ze skupiny statického zatížení na výsledné mechanické napětí v součásti má zatížení způsobené předpětím šroubů. Toto předpětí musí být natolik velké, aby za žádného provozního stavu motoru nedošlo k netěsnostem mezi hlavou válce a blokem motoru. Ty by znamenaly výrazný pokles tlaku uvnitř spalovacího prostoru a tím velmi neblahý vliv na chod motoru.

Stanovení těchto zatížení je náročné a ne vždy dosažitelné. Navíc možná změna těchto napětí v průběhu provozu spalovacího motoru komplikuje určení výsledné životnosti součástí.

1.1.2 DYNAMICKÉ ZATÍŽENÍ

Zde působí především mechanické zatížení vzniklé působením tlaku plynů ve spalovacím prostoru motoru. Ten vzniká kompresí plynu při zdvihu pístu do horní úvrati, ale mnohem větší vliv má expanze plynu při samotném spalování směsi. Jelikož tento tlak působí stejnou silou ve všech směrech, působí na všechny součásti, které uzavírají spalovací prostor. Průběh tlaku plynů v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele je znázorněn na Obr. 1.



Obr. 1: Průběh tlaku plynů a teplot [1]

Určující hodnotou pro navrhování součásti je síla od maximálního tlaku plynů ve spalovacím prostoru. Při uvažování pouze této maximální síly můžeme tento typ namáhání nazvat jako kvazi-statický. Toto zjednodušení by nebylo možné použít, pokud by síly od tlaku plynů působily frekvencí, která odpovídá harmonické frekvenci součásti, tedy v případě, že by nastal rezonanční stav. Z tohoto důvodu je snaha při konstrukci součástí spalovacího motoru, aby jejich vlastní frekvence byly mimo rozsah frekvencí, které jsou běžné při provozu vozidla.

Další skupinou zatížení, která mají dynamický charakter, jsou síly vzniklé od rozvodového mechanismu a také vstřikovacího zařízení. Jedná se o případy, kdy ventil dosedá na sedlo ventilu, nebo když se vstřikovací tryska uzavírá.

1.2 TEPELNÉ ZATÍŽENÍ

Tepelné zatížení ovlivňuje součásti spalovacího motoru, které jsou přímo v kontaktu s hořící směsí paliva a vzduchu. To jsou ty součásti, které uzavírají spalovací prostor. Další tepelné zatížení může vzniknout v případě, že součástí proudí médium určité teploty. Toto médium může být v plynném, nebo kapalném skupenství a jedná se například o výfukový systém, chladicí okruh, mazací okruh atd. Všechny zmíněné možnosti teplotní diference a tedy i tepelného zatížení můžeme najít v hlavě válce, proto je nutné toto tepelné namáhání určit při konstrukci a optimalizaci této součásti. Na Obr. 1 lze vidět průběh teplot ve spalovacím prostoru motoru v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele.

Hlava válce přímo uzavírá spalovací prostor, je vystavena tedy vysokým teplotám hořící směsi, na druhou stranu je však ochlazována chladicí kapalinou a částečně i olejem, který proudí uvnitř součástí. Součást se při zahřívání rozpíná a tyto teplotní rozdíly zapříčiňují vznik napětí.



Tepelné zatížení je často uvažováno jako kvazi-statické namáhání, např. když zatížení motoru se nemění, tak rozložení teplotních polí v součásti se nemění. Poté lze vypočítat střední hodnotu napětí.

1.3 METODY URČENÍ NAPĚTÍ

Určení napětí součásti není jednoduchá záležitost, můžeme zvolit dvě cesty, které vedou k dosažení výsledku, a to cestu výpočtu a cestu měření. Každý způsob může vést k obdržení výsledku a často kombinujeme obě dvě metody, aby tento výsledek byl co nejpřesnější.

1.3.1 METODA VÝPOČTEM

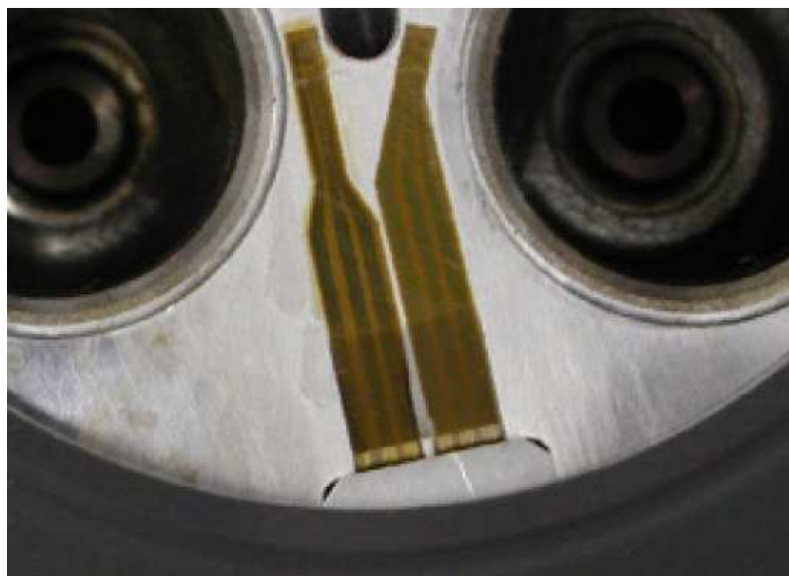
Metoda výpočtu napětí vychází z teorie pružnosti a pevnosti těles, jejich dynamiky, termomechaniky, hydromechaniky atd. V mnoha případech můžeme analytickým výpočtem obdržet dostačující výsledky, a dokonce za přijatelný čas strávený řešením. Nicméně v současné době se součásti spalovacího motoru stávají mnohem náročnějšími na výpočet a při optimalizaci takové součásti je potřeba provést velké množství výpočtů. V této chvíli bývá využívána výpočetní technika a s ní programy a metody, které dopomohou k výpočtu napětí. Díky tomu je možný rychlý výpočet různých konfigurací součástí pro nalezení optimálního tvaru, materiálu a vlastností. Tímto postupem lze ušetřit spoustu času při navrhování součásti a tím se zrychlí celý postup navrhování. Dalším pozitivem využití výpočetní techniky je, že už se v prvotní fázi návrhu nemusí zhotovovat velké množství prototypů a tím pádem lze ušetřit velké množství finančních prostředků.

Dnes je nejpoužívanějším nástrojem metoda konečných prvků (MKP), která je popsána v kapitole 2. Při výpočtu napětí součásti pracuje s její geometrií a s okrajovými podmínkami. Při určování okrajových podmínek lze vyjít ze zkušeností návrhářů, z literatury, anebo k jejich výpočtu dopomáhají další metody. Pro výpočet okrajových podmínek ve spalovacím motoru jsou nejčastěji používané metody multibody simulation (MBS), která řeší vzájemné působení mezi tělesy, a computational fluid dynamics (CFD), která se zabývá prouděním tekutin.

1.3.2 METODA MĚŘENÍM

K měření napětí součásti se nejčastěji používá odporový tenzometr. S jeho pomocí se snímají změny geometrie součásti a následným přepočtem určíme výsledné napětí. Tímto způsobem můžeme měřit jak napětí vzniklé působením mechanických sil, tak i napětí způsobené tepelnou roztažností materiálu při změně teploty. Vývoj v oblasti měření pomocí tenzometru pomohl k tomu, aby bylo možno měřit i při náročných podmínkách jako jsou povrchy, které jsou oplachovány vodou, vystaveny vysokým teplotám, nebo je možno měřit i na pohybujících se součástech.

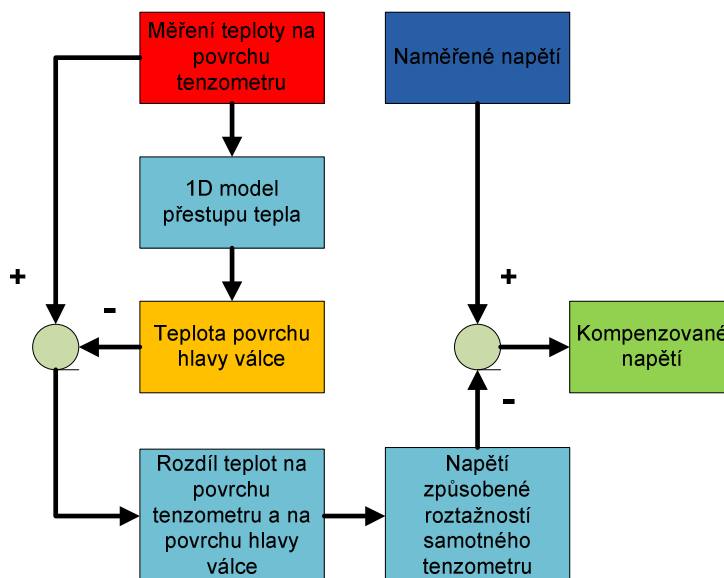
U hlavy válce spalovacího motoru je důležité měřit napětí na místech, kde nejčastěji dochází k poškození součástí. Těmito místy bývají především můstky mezi sedly ventilů. Na Obr. 2 je znázorněno nalepení tenzometrů na kritickém místě hlavy válce.



Obr. 2: Umístění tenzometrů [23]**Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.**

Největším problémem pro měření napětí součásti, která je v přímém kontaktu se spalovacím prostorem, je působící vysoká teplota. Kromě toho, že vysoká teplota může poškodit samotný tenzometr nebo elektrické vedení, jsou dalším problémem nepřesné výsledky, které se z měření obdrží. Na vině těchto nepřesností je to, že teplota na povrchu tenzometru je vyšší než na povrchu hlavy válce a tím generuje vyšší hodnoty napětí, než ve skutečnosti jsou.

Tyto nepřesnosti je zapotřebí určitým způsobem kompenzovat. Dle [23] je měřena teplota na povrchu tenzometru a pomocí 1D modelu přestupu tepla také teplota 4 mm pod povrchem hlavy válce. Tyto teploty slouží jako okrajové podmínky ke kompenzaci.



Obr. 3: Algoritmus kompenzace napětí [23]

Na Obr. 3 je znázorněn algoritmus, pomocí kterého je řešena kompenzace naměřeného napětí. Z naměřených hodnot teplot na povrchu tenzometru a v blízkosti povrchu hlavy válce je zjištěno napětí samotného tenzometru, které je způsobeno tepelnou roztažností jeho materiálu.



Toto napětí je poté odečteno od napětí, které vychází jako signál z tenzometru, a tento rozdíl napětí udává hodnotu kompenzovaného napětí, která má lepší vypovídající hodnotu.



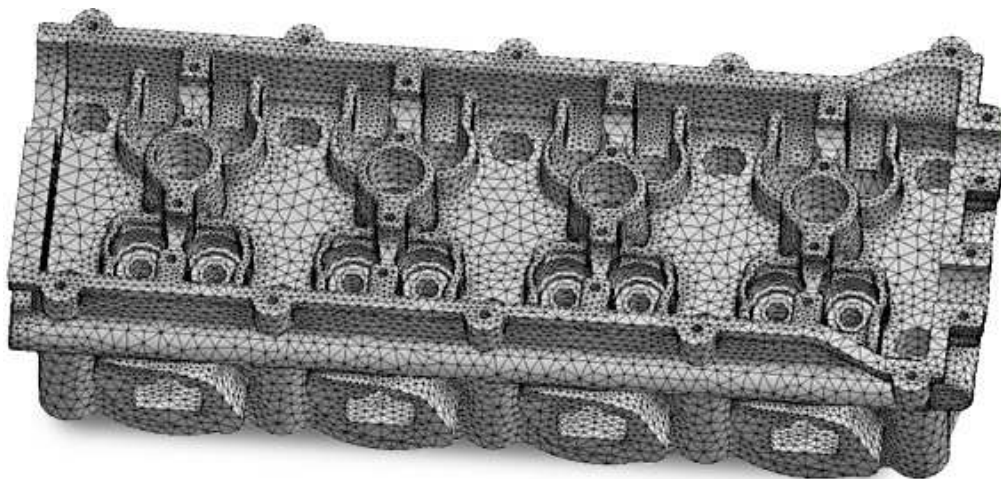
2 METODA KONEČNÝCH PRVKŮ

Metoda konečných prvků (MKP) je numerická metoda, jejíž vznik je možno datovat do roku 1943 a jejíž základy lze najít v práci matematika R. Couranta [2]. Paralelně s ním byly publikovány další práce, které vycházely z konstrukčního, inženýrského pojetí (Hrenikov, Argyris, Clough). V 50. letech 20. století se tato metoda rozvíjí, a to zejména s využitím výpočetní techniky, která umožnila efektivní řešení větších soustav algebraických rovnic [21]. V této době byly publikovány práce, které jsou spojeny se jmény Turner, Melosh, Martin, Zienkiewicz a Cheung. V 60. letech byla metoda rozvíjena řadou dalších autorů se stále větším důrazem na matematickou formulaci problému [2]. Z tuzemských autorů lze jmenovat profesora Zlámala a Ženíška, jejichž práce na přelomu 60. a 70. let přispěla ke korektní matematické formulaci základu MKP.

Dnes má MKP mezi numerickými metodami dominantní postavení [4]. Její použití je opravdu široké, nejčastěji se používá při řešení problémů mechaniky deformovatelných těles. Její pomocí se řeší problémy pružnosti a dynamiky téměř ve všech odvětvích průmyslu (strojnictví, stavebnictví, energetika atd.). Kromě toho byla tato metoda rozšířena i na řešení fyzikálních jevů, jako jsou proudění kapalin a plynů, vedení tepla, záření, elektromagnetismus, akustiku atd.

2.1 PRINCIP MKP

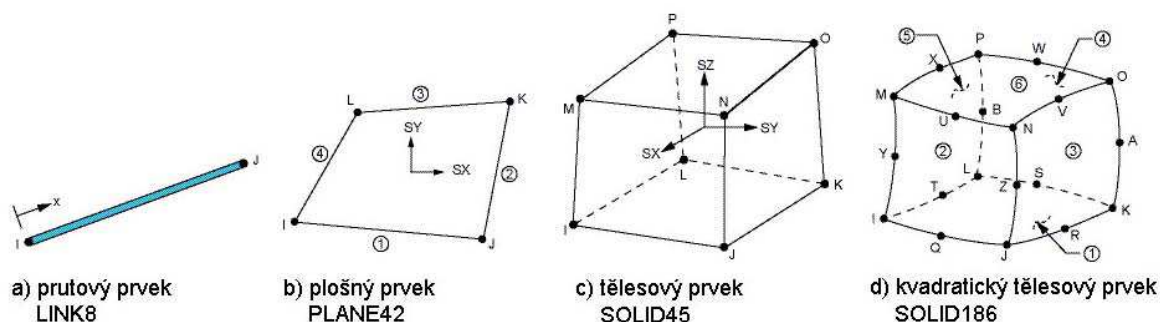
Tato metoda je založena na základě toho, že převádí problém hledání spojitých funkcí na problém hledání konečného počtu neznámých parametrů. Tento proces se nazývá diskretizace spojitého problému [21]. Jak už název napovídá, základním stavebním kamenem je prvek konečných rozměrů, pomocí kterého nahradíme geometrii zkoumaného objektu (Obr. 4).



Obr. 4: Vysíťovaný model[6]

Tyto konečné prvky vytvoří na modelu tělesa síť. Koncové body každého prvku se nazývají uzly, v nichž hledáme neznámé parametry řešení (např. posuvy či natočení). Každý typ prvku je charakterizován dimenzí, tvarem, počtem a polohou jeho uzlů. Hustota prvků sítě ovlivňuje přesnost výsledku a potřebnou kapacitu pro řešení. Z tohoto důvodu je v jednotlivých

knihovných výpočtových programů na bázi MKP na výběr z velkého množství typů prvků. Obecně lze prvky rozdělit na prutové, plošné a tělesové.



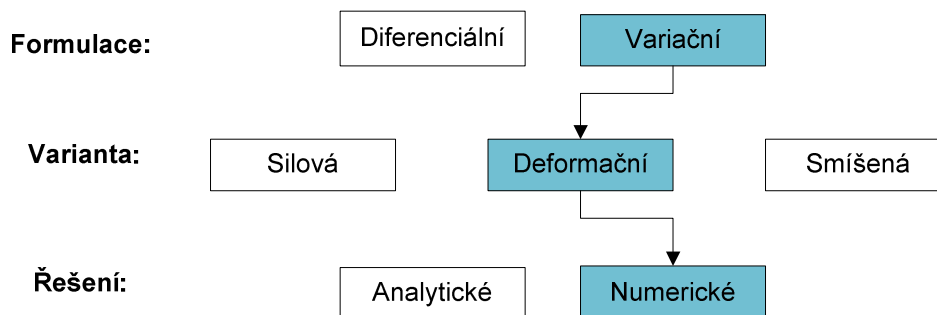
Obr. 5: Příklady prvků systému Ansys[7]

2.2 POSTUP ŘEŠENÍ PROBLÉMU

Postupy řešení problému obecné pružnosti lze rozčlenit dle tří hledisek:

- hledisko matematické formulace problému,
- hledisko výběru nezávislých funkcí pružnosti,
- hledisko vlastní realizace řešení.

Další dělení těchto hledisek je znázorněno na Obr. 6.



Obr. 6: Schéma postupu řešení [21]

U MKP jako numerické metody převládá jednoznačně variační formulace a deformační přístup. Z důvodu, že základní neznámou jsou funkce posuvů, hovoříme o deformační variantě MKP. U této varianty MKP je východiskem Lagrangeův variační princip [21].

Lagrangeův variační princip je vyjádřen celkovou potenciální energií Π , která je definována jako rozdíl energie napjatosti tělesa W a potenciálem vnějšího zatížení P .

$$\Pi = W - P \quad (1)$$

Funkcionál Π je závislý na spojitých funkcích hledaných posuvů. Z variačního principu (energie analyzovaného tělesa dosahuje extrémní, resp. stacionární hodnoty), vyplývá, že



celková potenciální energie má být minimální. Z toho důvodu musí být variace funkcionálu rovna nule. Řešením lze získat hledané funkce posuvů a z nich lze určit přetvoření a napětí.

ZÁKLADNÍ VELIČINY OBEČNÉ PRUŽNOSTI

V obecné prostorové statické úloze představují celkem 15 neznámých funkcí proměnných x , y , z . Jedná se o:

- tři posuvy: u, v, w ,
- šest přetvoření: $\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z, \gamma_{xy}, \gamma_{yz}, \gamma_{zx}$,
- šest napětí: $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}$.

Tyto funkce jsou provázány systémem obecných rovnic pružnosti, které musí být splněny uvnitř řešené oblasti. Jsou to rovnice statické rovnováhy, rovnice geometrické a rovnice fyzikální. Předepsané okrajové podmínky pak musí být splněny na hranici řešené oblasti.



3 TEPELNĚ-MECHANICKÁ ANALÝZA

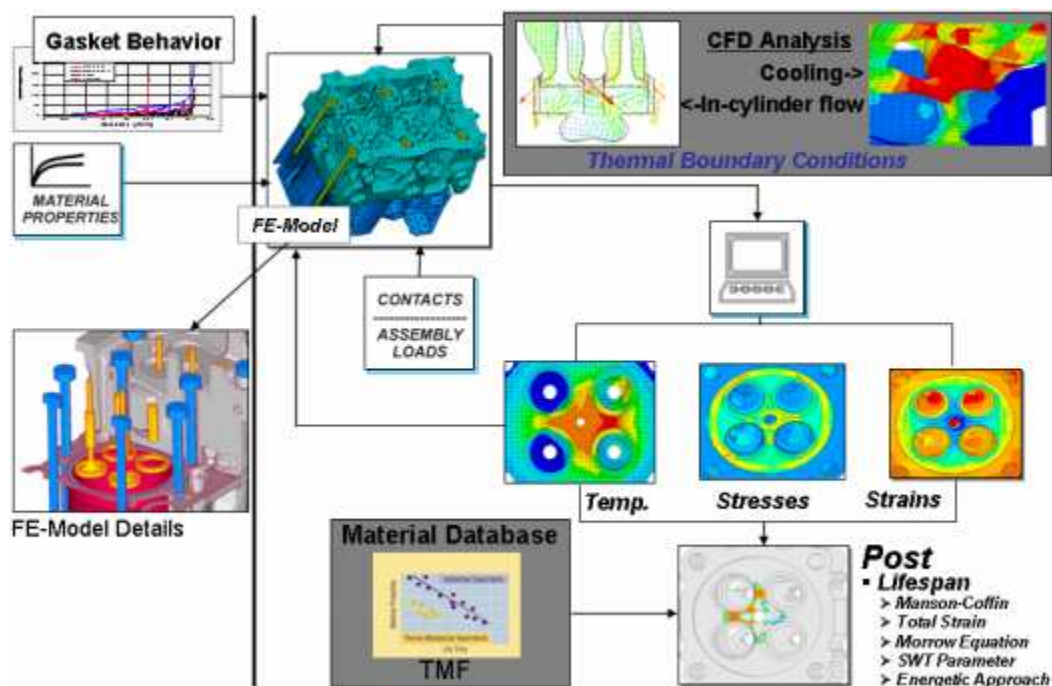
Na moderní spalovací motory jsou kladeny stále větší nároky. V dnešní době je velká snaha o snižování spotřeby paliva a produkce emisí u moderních agregátů. Výrobci automobilů se s těmito požadavky musí vypořádávat, aby uspěli na trhu. Velice zmiňovaný termín je down-sizing, jedná se o tendenci nahrazovat motory o velkém zdvihovém objemu menšími přeplňovanými. Tyto agregáty pracují s vyššími spalovacími tlaky a teplotami ve spalovacím prostoru, což klade velké nároky na součásti, které jej uzavírají.

Jednou z těchto součástí je i hlava válce, která je jednou z nejsložitějších součástí ve spalovacím motoru. Je vystavena velkému namáhání (tepelnému, mechanickému), díky kterému jsou na ní kladeny velké nároky, což znesnadňuje její návrh. Neustálá snaha o co nejnížší hmotnost vozidla vede i ke snižování hmotnosti hlavy válce. Jedna možnost je ubírat materiál (např. tloušťka stěn), druhou možností je změna materiálu součásti.

Všechny konstrukční a technologické změny je třeba ověřit, zdali nebudou mít neblahý vliv na spolehlivost a životnost součástí. Jedna možnost, jak tuto skutečnost ověřit, je vytvořit prototyp a experimentálně ho zkoumat. Toto řešení je finančně náročné a zdoluhavé, ovšem někdy je i nezbytné. Druhou možností je zkontrolovat součást výpočtem. Díky výpočetní technice je toto řešení hojně využíváno, jejím spojením s metodou konečných prvků lze získat univerzální nástroj pro kompletní tepelně-mechanickou analýzu. V krátkém čase lze ověřit velké množství variant a zjistit, zda vytvářené změny vedou ke zlepšení.

3.1 ALGORITMUS ŘEŠENÍ

Tepelně mechanická-analýza hlavy válce je složitý proces a vyžaduje znalosti materiálových vlastností, termomechaniky, pružnosti a pevnosti a další. Algoritmus řešení je zobrazen na Obr. 7, přístupy k jednotlivým částem analýzy se mohou lišit, ale postup zůstává zachován.



Obr. 7: Algoritmus řešení [23]



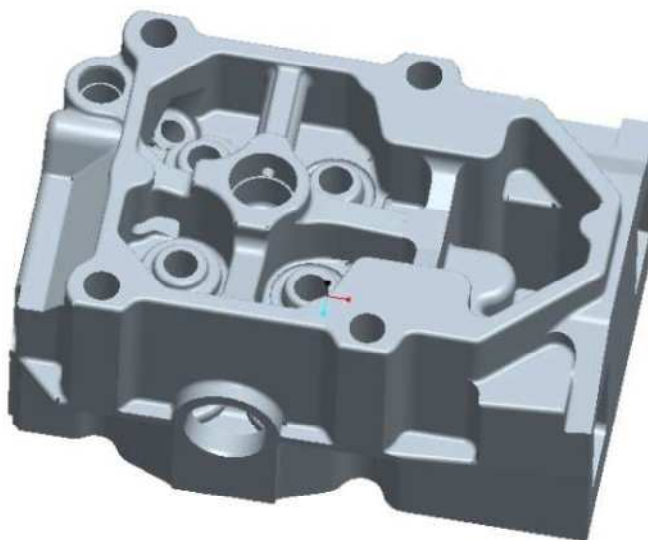
Postup řešení je složen z několika fází. Nejdříve je vytvořen 3D model zkoumané součásti, který se na základě metody konečných prvků převede na síť prvků. V následujícím kroku jsou určeny okrajové podmínky, toto bývá nejobtížnější část analýzy. Do okrajových podmínek lze počítat materiálové vlastnosti, tepelné a mechanické zatížení. Tyto podmínky často nejsou známy a musí se provádět další výpočty a experimenty.

Následně lze přejít k samotnému výpočtu. Nejprve se z okrajových podmínek tepelného zatížení nalezne rozložení teplotních polí v součásti. Vypočítané údaje slouží k následnému výpočtu, kde se přidají podmínky mechanického zatížení. Z tohoto výpočtu jsou zjištěny výsledné napětí a přetvoření. Na základě těchto údajů lze přejít k poslední fázi analýzy, kterou je řešení únavové životnosti.

3.2 3D MODEL SOUČÁSTI

Model hlavy válce motoru je základní prvek, který je potřeba pro tepelně-mechanickou analýzu. Pro vytvoření takového modelu se používají CAD (computer-aided design) programy, které podporují objemové modelování (Catia, ProEngineer, SolidWorks, atd.). Hlava válce je velice komplikovaná součást, proto je pro její vymodelování nutná určitá praxe s těmito programy.

Při jejím modelování lze postupovat mnoha způsoby, jedním z nich je vytvoření negativního objemu součásti a následně pomocí booleovské operace ho převést na model hlavy válce. Do negativního objemu lze zahrnout vnější tvar hlavy válce, otvory pro rozvodovou techniku, vstřikovač, model dutiny pro chladicí kapalinu, sací a výfukový kanál. Tímto způsobem postupoval i autor modelu hlavy válce znázorněné na Obr. 8. Často se pracuje s modelem části součásti, která připadá na jeden válec, což zrychluje následný výpočet.

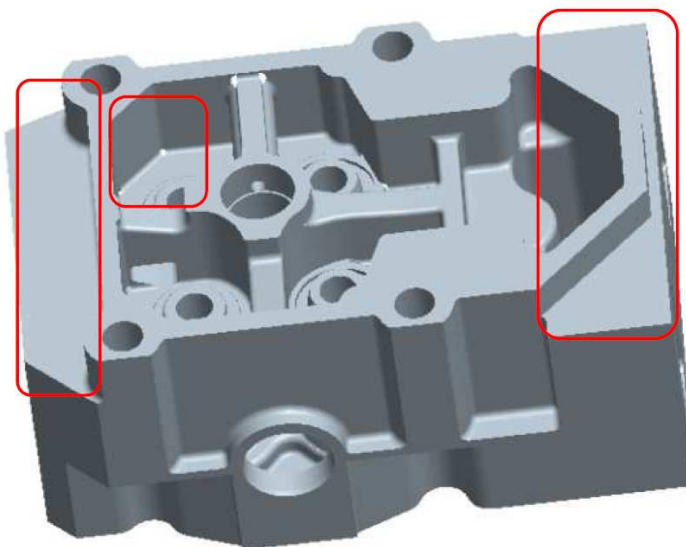


Obr. 8: Model hlavy válce [8]

Před tím, než převedeme geometrii do výpočtového programu, je pro zrychlení výpočtu výhodné, provést určité zjednodušení modelu. Jedná se o odstranění technologických rádiusů a zkosení, u kterých je jisté, že nijak zásadně neovlivní tuhost soustavy, případně že



nezasahují do oblasti, kde záleží na přesnosti výpočtu [9]. Dále můžeme upravit objekty geometrie, u kterých víme, že nebudou mít vliv na výsledek. Jedná se např. o díry pro šrouby, díry pro čepy, žebra a další geometrie, která má zanedbatelný vliv na přesnost výsledku. Zjednodušený model hlavy válce je zobrazen na Obr. 9.



Obr. 9: Zjednodušený model hlavy válce [8]

3.3 MKP MODEL

Po vytvoření 3D modelu součásti je možné ji převést do výpočtového programu. Před samotným převodem, je nutné uložit model do univerzálního formátu (*.iges, *.stp), aby nevznikaly problémy. Výpočtové programy disponují i vlastním modelářem, ale složitá součást, jako je hlava válce, by byla obtížně proveditelná. V tomto modeláři je možné vymodelovat jednodušší součásti hlavy válce, jako jsou ventily, sedla ventilů, vodítka ventilů atd.

Pro samotné převedení geometrie na síť konečných prvků lze vybírat z velkého množství prvků v knihovnách výpočtových programů. Popis jednotlivých prvků lze najít v nápovědě programu, což usnadňuje nalezení správného prvku pro určitou aplikaci.

Dalším parametrem je volba velikosti prvku. Dá se říct, že čím menší velikost prvku je zvolena, tím je výpočet časově náročnější, ale přesnost výsledku je větší. Z tohoto důvodu je třeba zvolit určitý kompromis mezi přesností a časovou náročností. Výpočtové programy umožňují lokálně měnit velikost prvku, proto je výhodné na místech, kde záleží na přesnosti, volit prvky menší velikosti a na místech, která nejsou kritická pro životnost součásti, prvky větší.



Obr. 10: Vytvořená síť konečných prvků [8]

3.4 OKRAJOVÉ PODMÍNKY

3.4.1 TEPELNÉ ZATÍŽENÍ

Pro výpočet rozložení teplotních polí v součásti je nezbytné zadat okrajové podmínky tepelného zatížení, ty se zadávají pomocí hodnot teplot média na rozhraní se stěnou dané součásti a součinitelů přestupů tepla α . Tyto hodnoty lze nalézt v odborné literatuře a v článcích umístěných ve vědeckých databázích. Příklad těchto hodnot je uveden v Tab. 1.

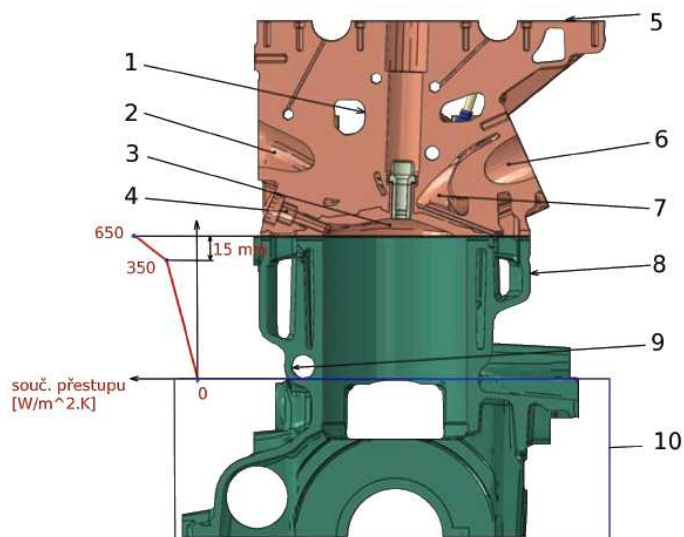
Další možností získání těchto hodnot je výpočet. Součinitele přestupu tepla jsou odlišné pro různé povrchy hlavy válce. Popis výpočtu těchto hodnot pro vnější povrchy, sací kanály, výfukové kanály a samotný povrch spalovacího prostoru je popsán v [10].

Na površích, které jsou oplachovány chladicí kapalinou, je výhodné získat tyto hodnoty pomocí metody CFD (Computational Fluid Dynamics). Ta bývá součástí MKP výpočtových programů, což napomáhá přenesení těchto okrajových podmínek do modelu.

Tab. 1: Seznam tepelných okrajových podmínek [11]

Název	Souč. přestupu tepla α [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]	Teplota T [K]	Odkaz
Plochy tvořící dutinu mezi hlavou a víkem hlavy motoru	0 (adiabatické)	-	1
Sací kanál	500	333,15	2
Spalovací prostor	1000	1073,15	3
Prostor vstřikovače	100	423,15	4
Dosedací plocha hlava – víko hlavy motoru	0 (adiabatické)	-	5
Výfukový kanál	1000	873,15	6
Chladicí prostor	12000	393,15	7
Vnější plochy	10	373,15	8
Olejová galerie	2000	408,15	9

Pro přehlednost jsou tyto plochy zobrazeny na Obr. 11, označeny pomocí odkazů.



Obr. 11: Okrajové podmínky pro teplotní analýzu [11]

Pro přestup tepla mezi součástmi bývá v praxi běžně používán způsob modelování takový, že se uvažuje nulový teplotní gradient na rozhraní, to znamená aplikace vazby slepení na kontaktní uzly [11]. V některých případech tento způsob vede k nepřesným výsledkům a je lepší tento přestup tepla řídit pomocí tepelné vodivosti kontaktu λ . Některé povrchy



z hlediska své drsnosti a povahy provozu (kontakt pohyblivý, nepohyblivý) vykazují určitý izolační efekt [11]. Příklad hodnot tepelné vodivosti λ na rozhraní kontaktních ploch je uveden v Tab. 2.

Tab. 2: Teplená vodivost λ na rozhraní kontaktních ploch [11]

Kontaktní pár	Tepelná vodivost λ [W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
Hlava šroubu – hlava motoru	6
Těsnění – hlava (blok) motoru	6
Těsnění – těsnění	6
Sedlo ventilu – hlava motoru	6
Vodítko ventilu – hlava motoru	6
Ventil – sedlo ventilu	3,75
Ventil – vodítko ventilu	0,6

Poslední možností určení těchto hodnot je experimentální měření na reálném spalovacím motoru. Tyto naměřené hodnoty jsou výhodné i pro porovnání vypočtených výsledků, např. pomocí analýzy CFD.

3.4.2 MECHANICKÉ ZATÍŽENÍ

Na výsledné napětí mají největší podíl dvě okrajové podmínky mechanického zatížení:

- maximální spalovací tlak plynů,
- předpětí od šroubů.

Maximální spalovací tlak plynů se zadává na plochu hlavy válce, která uzavírá spalovací prostor. Nerovnoměrné rozložení tlaků se většinou neuvažuje a zadává se konstantní hodnota tlaku. Pokud se v modelu vynechají ventily, tak tlak působící na jejich plochu se přepočítá a aplikuje na sedla ventilů. Tyto tlaky se pohybují v řádech desítek MPa, většinou se setkáváme s hodnotami mezi 10÷20 Mpa.

Předpětí od šroubů se zadává tak, že se šroub převede na prutový prvek, který se zatíží silou, kterou lze spočítat z utahovacího momentu šroubů, kterými je hlava válce připevněna k bloku motoru. Hodnoty této síly se pohybují v rozsahu desítek kN.

Další možností jak zadat předpětí šroubů, je vytvořit model šroubu, který je napevno spojený s blokem motoru. Poté se tento šroub ochladí, tak aby bylo dosaženo požadovaného napětí v dířku šroubu.



Dalšími okrajovými podmínkami, které lze uvažovat, jsou předpětí sedel a vodítek ventilů po nalisování do hlavy válce, předeprnutí pružiny ventilů a zbytková napětí, která se objevují v součásti po technologických úpravách při její výrobě.

Předpětí sedel a vodítek ventilů je možno zadat tak, že se namodelují do sestavy s hlavou válce s přesahem a následně se zadá okrajová podmínka kontaktu. Druhou možností je namodelovat tuto sestavu bez přesahu a zadat okrajové podmínky tak, aby působením teplotní roztažnosti sedel a vodítek ventilů vznikl předepsaný přesah. Předpětí ventilové sestavy lze zadat pomocí působení síly pružiny na dřív ventilu, v tomto případě musíme vymodelovat i ventil a předepsat mu kontakt se sedlem ventilu.

Zbytková napětí, která se objevují v součásti po její výrobě, lze získat pomocí softwaru, který je pro tyto účely přímo určený. V práci [10] bylo využito programu MAGMA. Získané hodnoty napětí se přidají k ostatním okrajovým podmínkám před samostatným výpočtem.

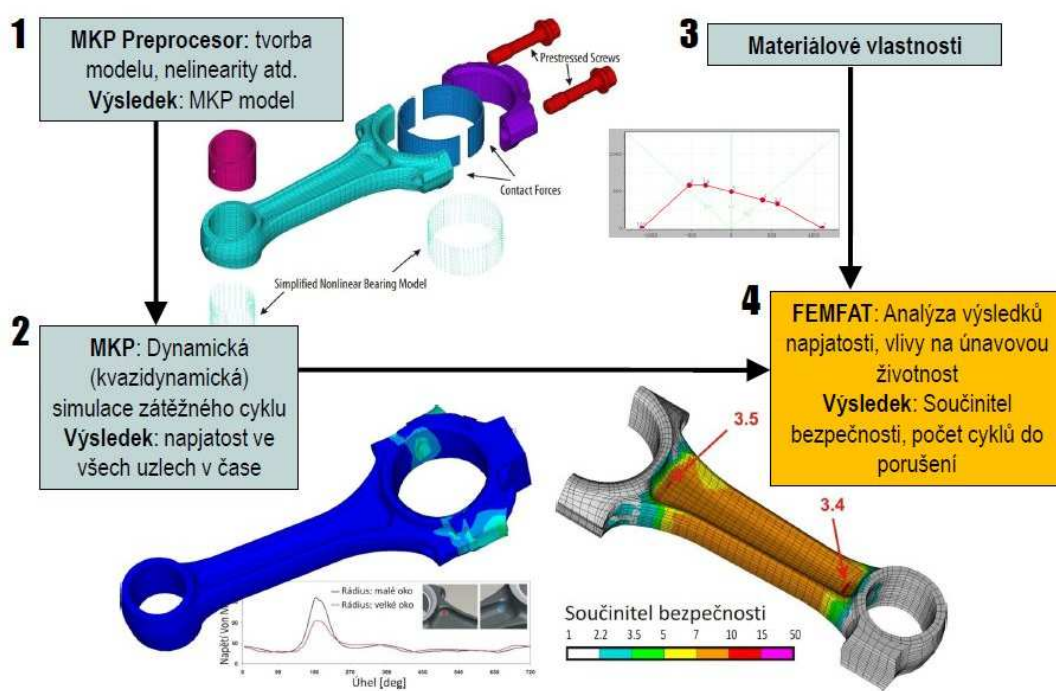
3.5 ÚNAVOVÁ ŽIVOTNOST

Při návrhu hlavy motoru je nezbytné, aby tato součást pracovala bez poškození po celou dobu jejího stanoveného technického života. V případě, kdy je součást namáhána cyklickým zatížením, je důležité znát přibližný počet cyklů, při kterém vznikají určité poruchy součástí. Rozlišujeme dvě oblasti cyklové únavy, nízkocyklovou únavu uvažujeme pro počet cyklů do hodnot řádu 10^5 . Od této hodnoty výše se jedná o vysokocyklovou únavu.

Ve spalovacím motoru samozřejmě takovýto typ zatížení lze nalézt. Jedná se o mechanické zatížení, způsobené především spalovacím tlakem plynů. Další vliv na únavovou životnost má namáhání tepelné. Rychlé změny teploty ve spalovacím prostoru nemají takový vliv jako zahřívání, resp. ochlazování při spouštění, resp. vypínání motoru. Mechanické zatížení spadá do oblasti vysokocyklové únavy, zatímco tepelné zatížení do oblasti nízkocyklové únavy.

U složitých součástí, jako je hlava válce, nelze pomocí analytických metod dosáhnout dostatečně přesných výsledků, proto bývá i při výpočtu únavové životnosti využívána výpočetní technika a s ní metoda konečných prvků. Jako zástupce softwaru, který je určen pro tento druh výpočtu, lze zmínit program FEMFAT [12]. Pro samotný výpočet jsou nezbytné hodnoty napětí z předchozích analýz.

Algoritmus výpočtu je uveden na příkladu ojnice na Obr. 12.



Obr. 12: Algoritmus výpočtu únavové životnosti[13]



4 ZKOUMANÝ MOTOR

Hlava motoru, jejíž analýza je náplní této diplomové práce, je součástí vznětového motoru vyráběného firmou Zetor. Jedná se o univerzální pohonnou jednotku, která nachází své uplatnění při pohonu traktorů, vysokozdvizných vozíků, nakladačů, stavebních a silničních strojů. Dále je můžeme využít v kompresorech, mobilních svářecích soupravách, elektrocentrálách a čerpacích agregátech.



Obr. 13: Vznětový motor Zetor[14]

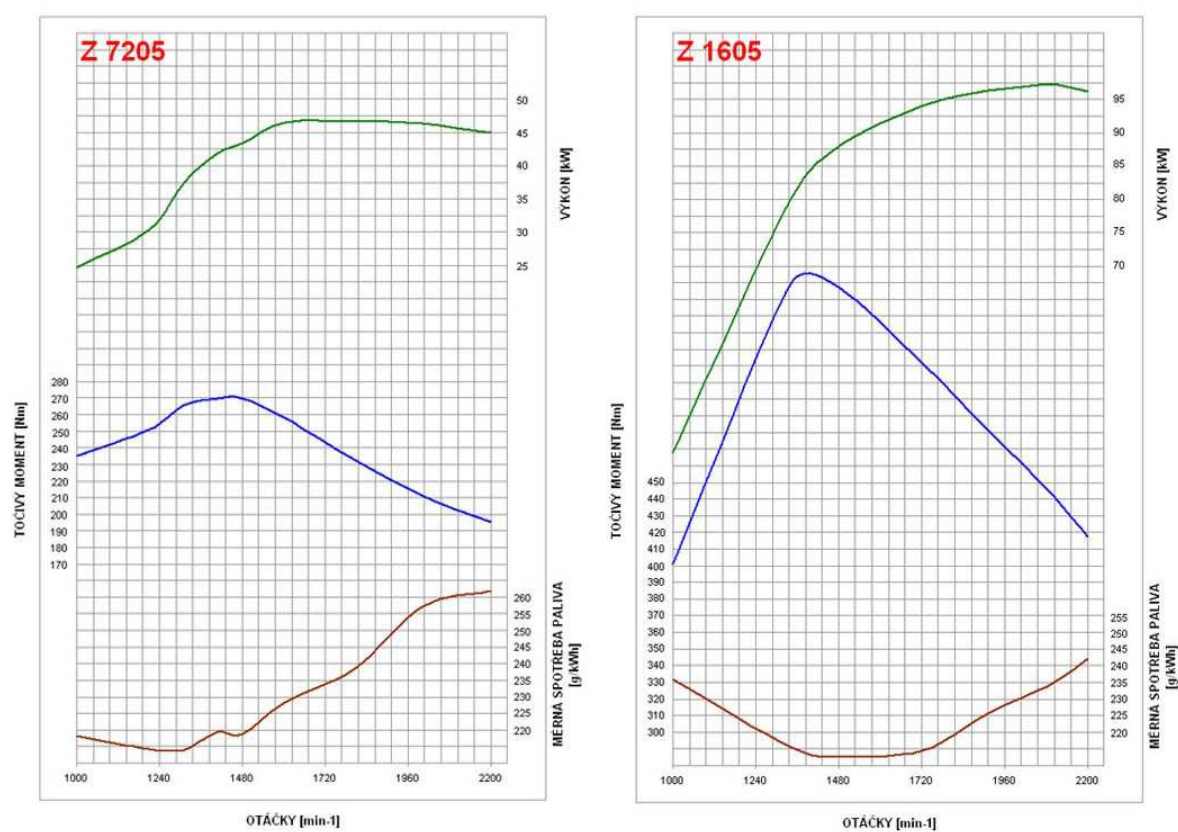
Jedná se o motor přeplňovaný, čtyřtákní, řadový, vertikální, splňující emisní limity Tier III. Tento agregát má osm výkonových verzí od 45 kW do 95 kW a je vodou chlazený s přímým vstřikem paliva [14]. Srovnání parametrů nejslabší a nejsilnější verze tohoto motoru je uvedeno v Tab. 3.



Tab. 3: Srovnání parametrů dvou výkonových verzí [14]

Typ	Z 7205	Z 1605
Jmenovitý výkon (kW / HP)	45/61	95 / 129
Plnění motoru	turmodmychadlem s mezichladičem	turbodmychadlem s mezichladičem
Mezichlazení	vzduch / vzduch	vzduch / vzduch
Regulace teploty oleje	ne	ano
Počet válců	4	4
Objem (cm ³)	4156	4156
Vrtání / zdvih (mm)	105 / 120	105 / 120
Jmenovité otáčky (min ⁻¹)	2200	2200
Max přeběhové otáčky (min ⁻¹)	2460	2460
Volnoběžné otáčky (min ⁻¹)	800 + 25	800 + 25
Kompresní poměr	17,8	-
Pořadí vstřiku	1 - 3 - 4 - 2	1 - 3 - 4 - 2
Úhel předvstřiku (°)	12,0 ± 0,5	11
Měrná spotřeba paliva při jmen. výkonu (g/kW.h)	270	240
Max. točivý moment (Nm)	265	570
Převýšení točivého momentu (%)	35,7	35
Mazání motoru	tlakové typu gerotor	tlakové typu gerotor
Max měrná spotřeba oleje po 100 mh (g/kW.h)	0,7	0,7
Tlak oleje při jmen. otáčkách (Mpa)	0,2 - 0,5	0,2 - 05
Minim. tlak oleje (Mpa)	0,05	0,05
Chlazení	kapalina	kapalina
Ventilátor vzduchu mechanický	ano	ne
Ventilátor vzduchu s viskozni spojkou	ne	ano
Emisní limity	TIER III A	TIER III A

Porovnání vnějších charakteristik těchto dvou motorů je zobrazeno na Obr. 14.



Obr. 14: Porovnání vnějších charakteristik [14]



5 TVORBA 3D MODELŮ

Před samotným výpočtem bylo potřeba vytvořit 3D model. Nejednalo se pouze o model hlavy válce, ale i o modely dalších součástí, které mohou ovlivnit její zatížení. Mezi tyto další modelované součásti patří především blok motoru a dále vložky válců, olejová vana a víko, které obklopuje rozvodový systém. Všechny tyto součásti poté tvoří sestavu, kterou jsem použil při výpočtech.

5.1 POUŽITÝ SOFTWARE

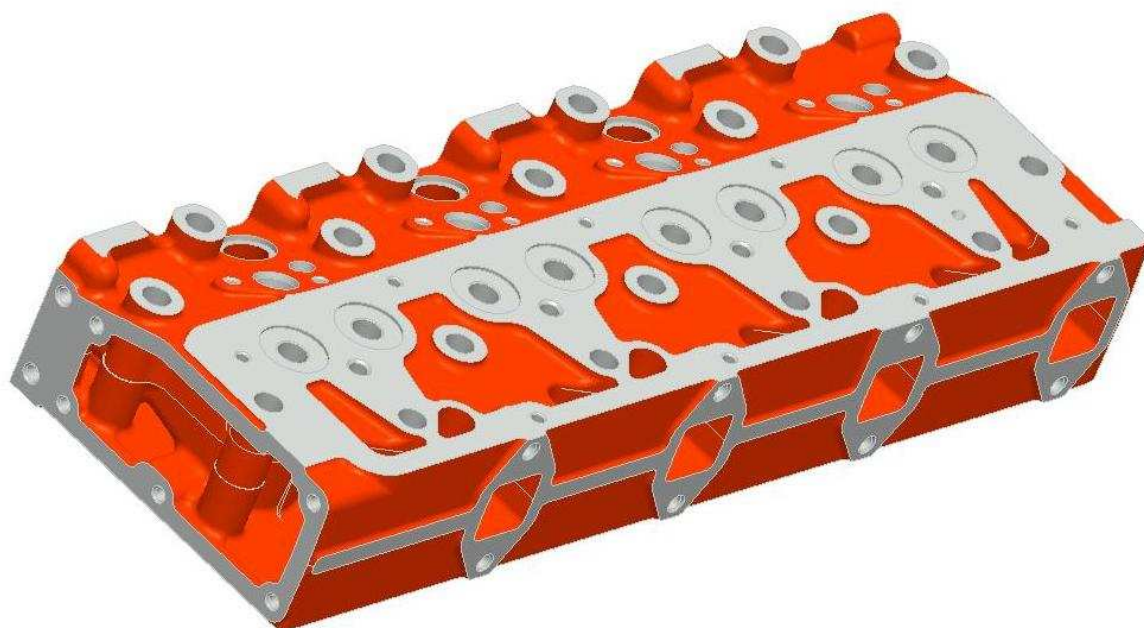
Z důvodu komplikovaného tvaru součástí, jsem dostal model hlavy válce a bloku motoru již vymodelovaný. Tyto modely byly vytvořeny v programu Pro/ENGINEER Wildfire 5.0, proto jsem pro jejich následnou úpravu využíval tento program.

Pro návrhu ostatních součástí jsem použil software Catia V5 od společnosti Dassault Systems. Jedná se o software pro 3D počítačové konstruování v oblastech CAD/CAM/CAE, díky kterému lze pokrýt kompletní životní cyklus výrobku [15].

Jedná se o tzv. hybridní modelář, který kombinuje v jednom modelu jak plošné, tak i objemové elementy a dává tak možnost výběru modelářských technik. Všechny moduly a modelářské techniky jsou integrovány, takže změny jednotlivých modelů či elementů se okamžitě projeví na souvisejících dílech. Tento program je používán ve všech oblastech průmyslu (automobilový, letecký, lodní, spotřebního zboží, energetický atd.) [16].

5.2 MODEL HLAVY VÁLCE

Hlava válce je tvarově jednou z nejsložitějších součástí spalovacího motoru, proto i vytvoření jejího modelu bývá komplikované. Z důvodu, aby geometrie hlavy odpovídala skutečné součásti, dostal jsem, jak je zmíněno dříve, model již vytvořený. Tento model je zobrazen na Obr. 15.

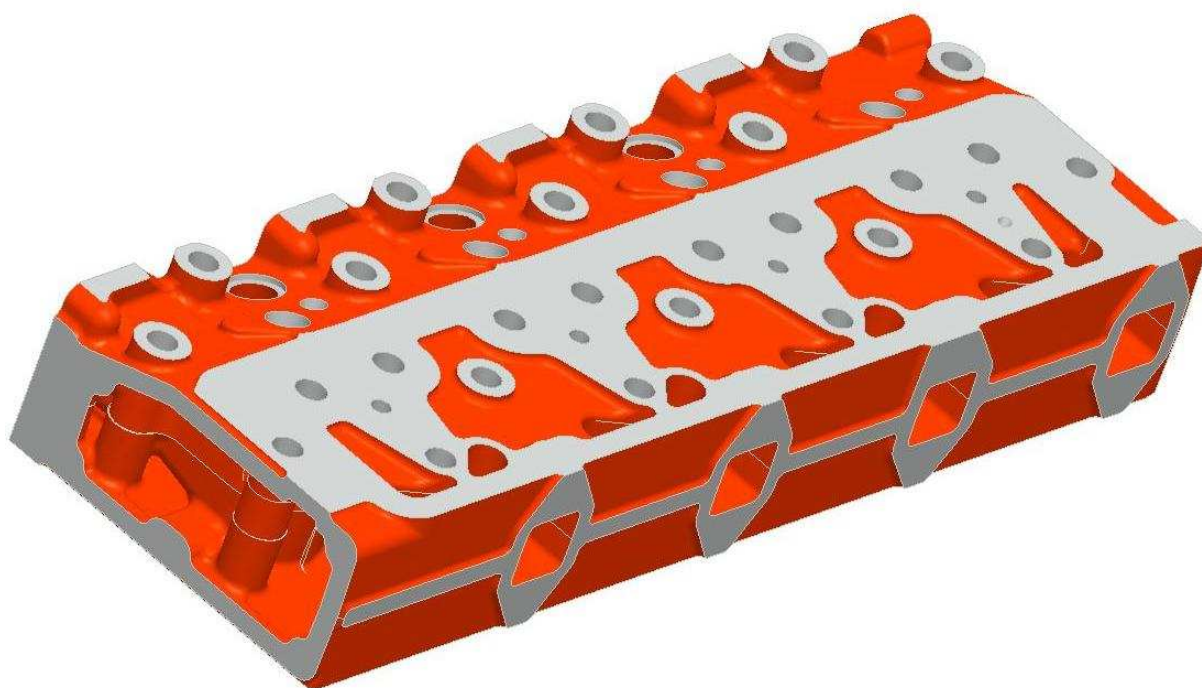


Obr. 15: Model hlavy válce

Před přenesením modelu do výpočtového programu je výhodné model zjednodušit a to takovým způsobem, který co nejméně ovlivní výsledky výpočtu. Toto zjednodušení pomáhá jak při síťování modelu, tak úsporou výpočtového času. Před samotnými úpravami modelu je důležité si rozmyslet, v kterých místech budeme potřebovat co nejpřesnější výsledky a naopak, v kterých místech nám určitě nepřesnosti nebudou překážkou.

V případě hlavy válce je požadavek na přesné výsledky v místech, která uzavírají spalovací prostor, tedy na spodní straně. Při zjednodušování modelu jsem odebíral technologická sražení, radiusy, dále vybrání, která jsou v okolí děr pro dřív ventilů. Poslední úpravou bylo odstranění děr pro šrouby, či kolíky. Tyto díry byly umístěny na bočních a horní straně, tudíž jejich odstranění nebude příliš ovlivňovat výsledek na spodní straně součásti.

Upravený model je zobrazen na Obr. 16.



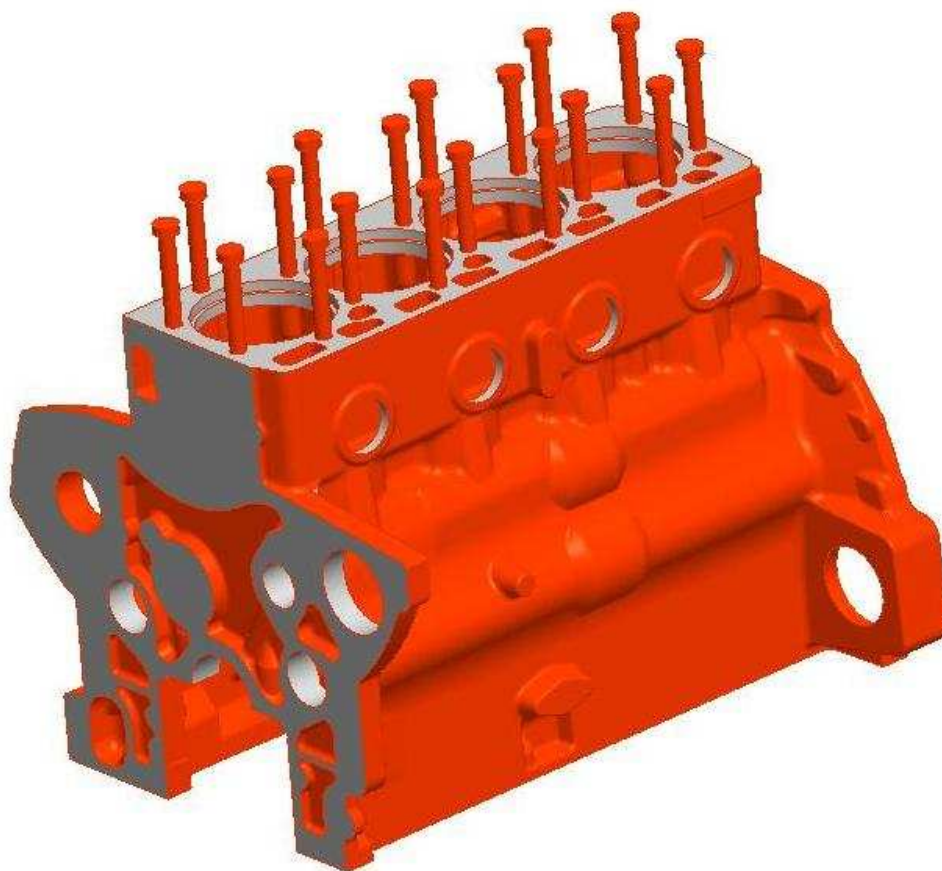
Obr. 16: Upravený model hlavy válce

5.3 MODEL BLOKU MOTORU

U modelu bloku motoru jsem postupoval obdobně jako u modelu hlavy válce. Navíc zde byly odebrány obrobené plochy, které vytvářejí ostré hrany, které zbytečně komplikují výpočet, a kumuluje se v nich napětí. Toto napětí nemusí odpovídat realitě a může vést ke špatnému vyhodnocení výsledků.

K takto zjednodušenému modelu byly domodelovány zjednodušené šrouby, pomocí kterých je hlava válce upevněna k bloku motoru. Toto řešení s modely šroubů pevně uchycených k bloku motoru jsem zvolil pro simulaci předpětí šroubů, které zatěžuje hlavu válce. Tento postup bude podrobněji popsán v kapitole 7.4.2.

Tento upravený model bloku motoru doplněný o modely šroubů je zobrazen na Obr. 17.



Obr. 17: Model bloku motoru

5.4 OSTATNÍ MODELY

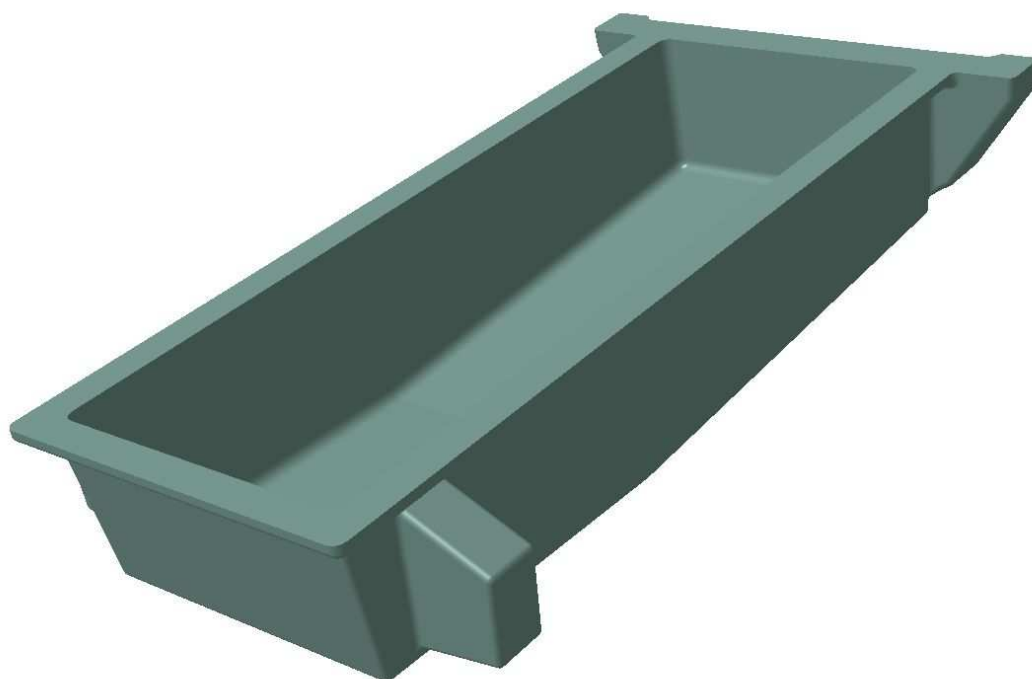
Mezi další modely, které jsem modeloval, patří vložka válce, olejová vana a víko, které kryje rozvodový systém. Tyto modely jsem vytvářel podle výkresové dokumentace, nicméně nepropracovával jsem je do nejmenších detailů. Z výkresů jsem použil základní vnější rozměry a pomocí nich jsem vytvořil zjednodušené modely těchto součástí, které pro výpočet dostačují.

Při vytváření olejové vany a víka jsem využíval také geometrii z modelu bloku motoru. Díky této geometrii jsem vytvářel dosedací plochy zmiňovaných komponent.

Tyto tři součásti jsou zobrazeny na Obr. 18, Obr. 19 a Obr. 20.



Obr. 18: Vložka válce



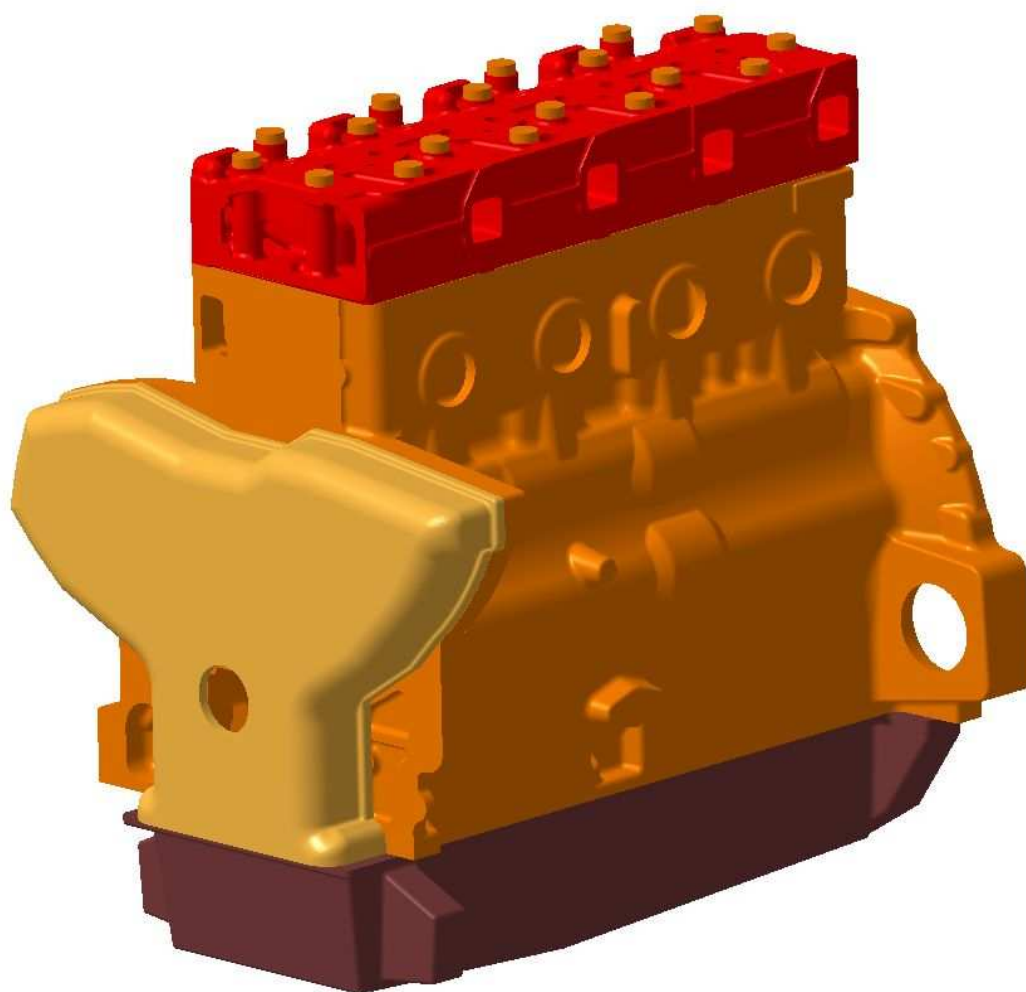
Obr. 19: Olejová vana



Obr. 20: Viko rozvodového systému

5.5 SESTAVA MOTORU

Po vytvoření modelů jednotlivých součástí jsem je použil pro vytvoření zjednodušené sestavy motoru. Pro tepelně-mechanickou jsem použil tento model motoru (Obr. 21) namísto samotného modelu hlavy válce z toho důvodu, že součásti, které jsou s ní v kontaktu, ovlivňují výsledky mechanického i tepelného zatížení.



Obr. 21: Sestava motoru



6 TVORBA MKP MODELU

Po vytvoření 3D modelu sestavy motoru bylo potřeba tento model převést do univerzálního formátu vhodného pro převod do programu, ve kterém jsem vytvořil síť pro výpočet. Jako tento univerzální formát jsem zvolil STEP.

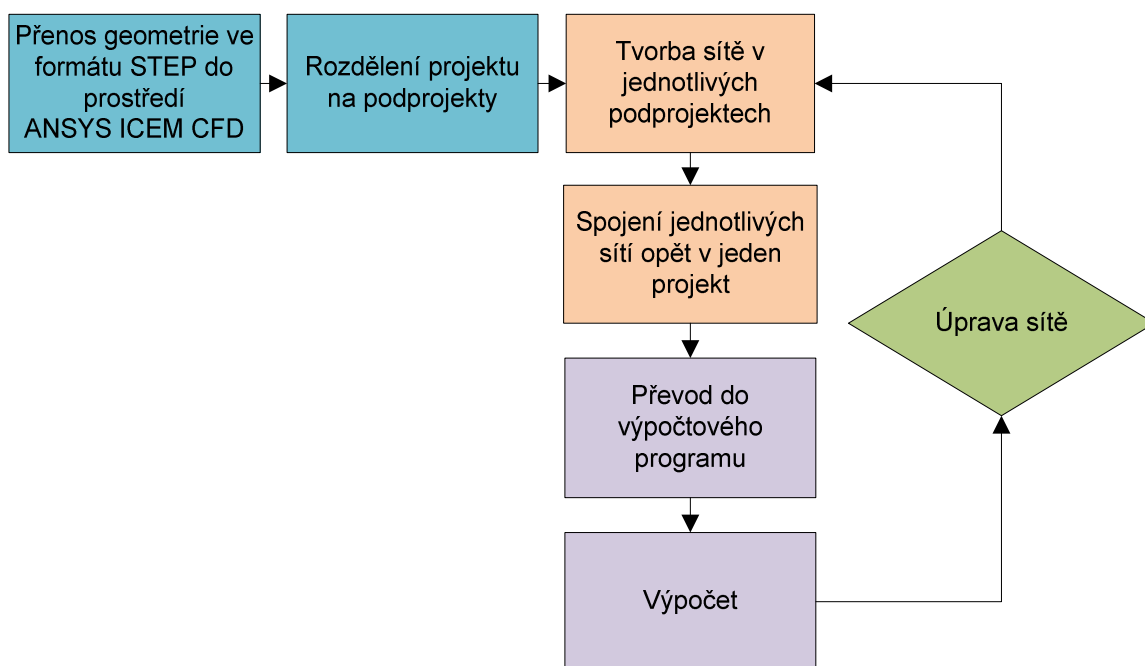
6.1 ANSYS ICEM CFD

Pro vytvoření sítě, která je potřebná pro výpočty metodou MKP, jsem zvolil program ANSYS ICEM CFD. Tento program je velice silný nástroj pro vytvoření sítě, umožňuje načtení geometrie modelu z většiny dnešních CAD programů a poradí si také s formátem STL. Načtenou geometrii lze v jeho prostředí i opravovat. Za pomoci tohoto programu lze v krátkém časovém úseku vytvořit velmi kvalitní síť, a to jak povrchovou, tak objemovou. Pro vytvořenou síť je zde k dispozici mnoho možností pro její úpravu a vyhlazení. Po vytvoření sítě je ji možné uložit v mnoha výstupních formátech a následně přenést do příslušného výpočtového programu [6].

V tomto programu je umožněno také provádět výpočty, nicméně já jsem tento program použil pouze pro vytvoření sítě.

6.2 ALGORITMUS TVORBY SÍTĚ

Algoritmus, kterým jsem se řídil při tvoření sítě, je zobrazen na Obr. 2.



Obr. 22: Algoritmus tvorby sítě

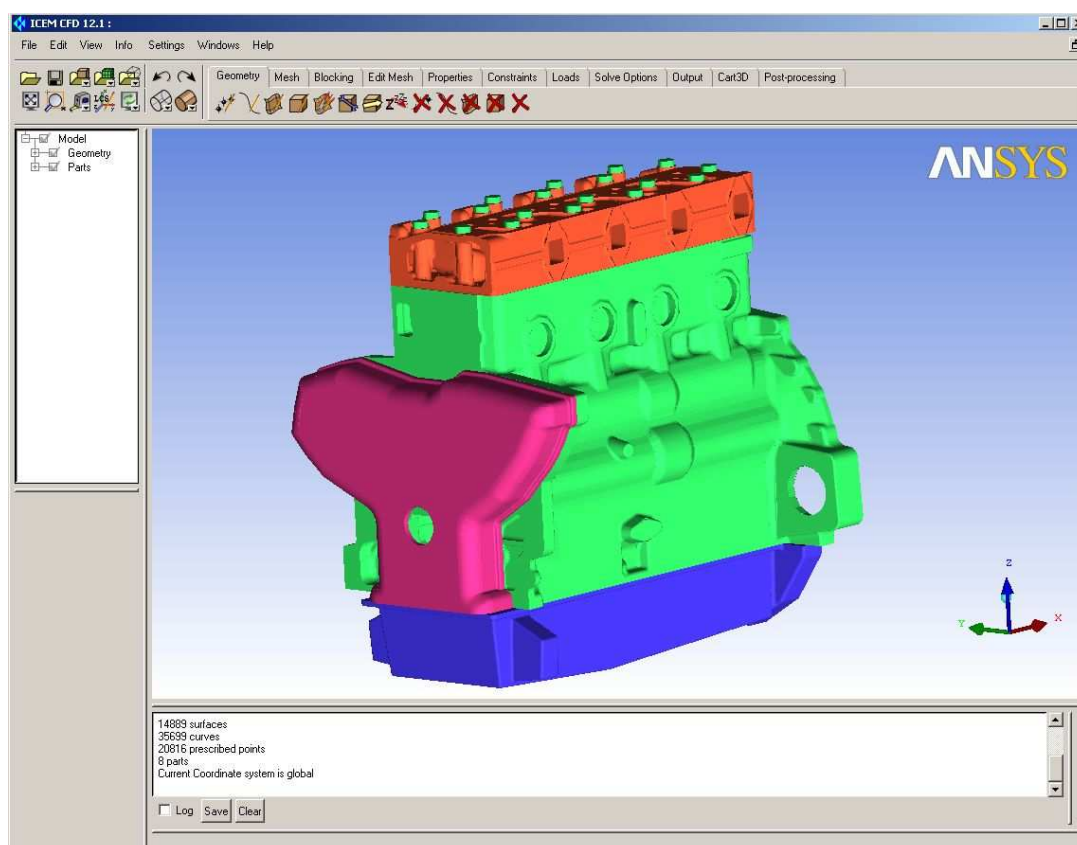
Do prostředí programu ANSYS ICEM CFD jsem převáděl celý model motoru, namísto importu jednotlivých součástí. Toto řešení jsem zvolil z toho důvodu, že všechny součásti



mají stejný souřadný systém, což mi ulehčilo následné spojování jednotlivých sítí. Převedený model sestavy (Obr. 23) jsem rozdělil na jednotlivé podprojekty, kde každý obsahoval vždy jednu součást.

Po vytvoření sítí v jednotlivých podprojektech bylo nutné je opět sloučit dohromady. Do tohoto projektu jsem importoval pouze síť, bez geometrie, což ale pro následný přenos do výpočtového programu dostačovalo.

Vytváření sítě mělo několik iterací, protože při následných výpočtech jsem zjistil, že je potřeba síť upravit. Bylo to především z důvodu nutnosti tvorby komponent (více v kapitole 6.4).



Obr. 23: Model sestavy motoru v prostředí programu ANSYS ICEM CFD

6.3 METODY SÍŤOVÁNÍ

V programu ANSYS ICEM CFD je řada metod, které nám umožní vytvořit síť z plošných i objemových elementů. Jednotlivé metody jsou detailněji popsány v dokumentu [17]. V následujících kapitolách budou popsány pouze metody, které jsem použil při vytváření sítě ve své diplomové práci.

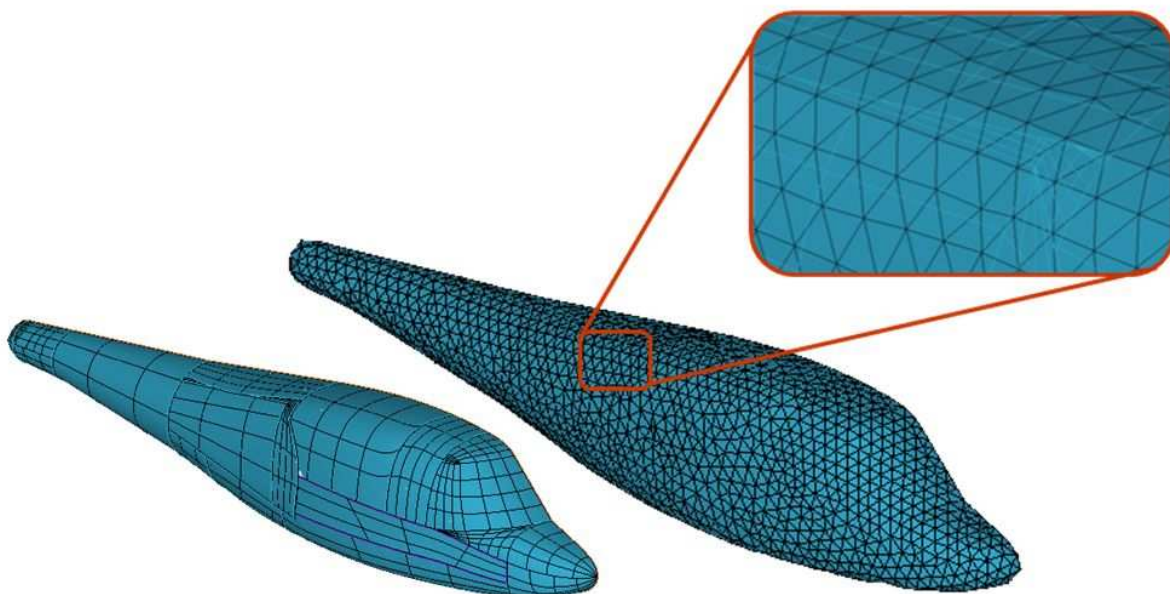


6.3.1 SÍŤOVÁNÍ OBJEMOVÝMI ELEMENTY

Pro síťování modelu objemovými elementy jsem zvolil typ sítě, který je v prostředí program nazvaný Tetra/mixed. Tato metoda vytváří síť tvořenou prvky typu tetrahedr, více o tomto prvku v kapitole 7.4.1. Jedná se o nejpoužívanější metodu, díky které lze rychle získat síť bez nutnosti předchozí generace povrchové sítě. Tuto síť lze snadno upravovat a vyhlazovat.

Dále bylo potřeba vybrat metodu síťování, zvolil jsem Robust (Octree). Ta je vhodná v případě, kdy nechceme příliš upravovat geometrii složitého modelu. Síť je možno nastavovat předepisováním velikostí elementů na komponentech, površích nebo křivkách. Komponenty jsou automaticky vytvořeny při převodu modelu sestavy z CAD modeláře, nebo je možné si vytvářet vlastní komponenty přímo v programu ANSYS ICEM CFD.

Při takto nastavené generaci sítě nemusí být všechny povrchové křivky zachovány, ale síť může jít přes ně, jak je zobrazeno na Obr. 24.



Obr. 24: Síť vytvořená metodou Robus (Octree) [17]

6.3.2 SÍŤOVÁNÍ PLOŠNÝMI ELEMENTY

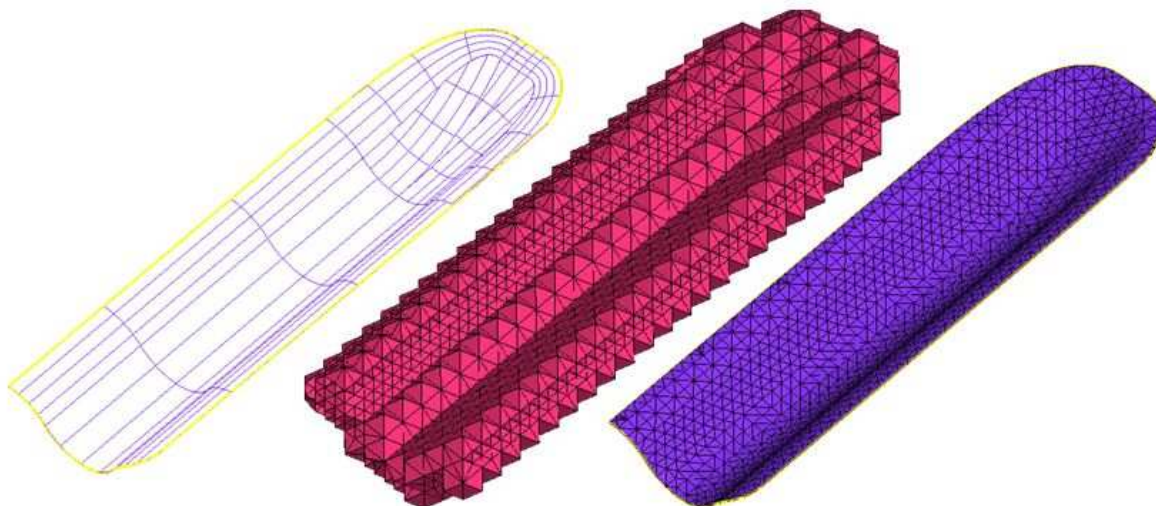
Stejně jako u objemových elementů jsem musel nejdříve zvolit typ sítě a metodu síťování. Jako typ sítě jsem vybral Quad Dominant, který využívá výhradně čtyřúhelníkové elementy a umísťuje co nejmenší množství trojúhelníkových elementů do přechodových míst, kde by čtyřúhelníky netvořily kvalitní síť. Tento typ je velmi vhodný na tvarově složité povrchy.

Metodu síťování pro plošné elementy jsem použil Patch Independent, která používá stejný algoritmus jako metoda Robust (Octree) pro objemové elementy. Stejně jako typ sítě je tato metoda vhodná pro geometricky komplikované povrchy a dokáže ignorovat malé objekty, mezery a díry.



Zjednodušený popis algoritmu je zobrazen na Obr. 25. Nejdříve jsou kolem povrchu vytvořeny objemové prvky (tetraedry) a uzly těchto elementů, které jsou danému povrchu nejbližší, jsou na tento povrch promítnuty. Poté jsou objemové elementy vymazány a zůstávají pouze uzly, které byly promítnuty a ty tvoří výslednou povrchovou síť.

Velikost elementů lze opět předepisovat na komponentech, površích a křivkách.



Obr. 25: Algoritmus metody síťování [17]

6.4 SÍŤOVÁNÍ HLAVY VÁLCE

Síťování hlavy válce jsem provedl objemových elementů, tak jak je popsáno v kapitole 6.3.1. Prováděl jsem ho v několika iteracích, ke kterým mě vedly dva důvody:

- snižování počtu elementů,
- vytváření komponent.

Bylo velice důležité najít kompromis mezi počtem elementů a kvalitou sítě. Hustá síť prodlužuje nároky na výpočtový čas, na druhou stranu by měla dávat přesnější výsledky. Tento kompromis se dá najít pouze provedením určitého množství výpočtů.

Pro síť, ale především pro následný výpočet, je důležité vytváření komponent. Při tvorbě sítě jsou používány pro změnu velikosti elementů na určitých částech součástí. Pomocí komponent jsou také definovány kontakty mezi součástmi. Na uzly těchto komponent je poté ve výpočtovém programu aplikováno zatížení a upevnění.

Pro přehlednost je uvedena pouze první a poslední varianta.



6.4.1 PRVNÍ VARIANTA

První variantou sítě (Obr. 26) jsem se spíše seznamoval s možnostmi programu a zadáváním parametrů pro editaci sítě. Tato síť byla definována pouze maximální (15mm) a minimální (3mm) velikostí elementu. Tyto elementy byly poté příliš malé a vedly k velkému počtu elementů (cca 1,95 milionu) a uzlů (cca 345 tisíc). Navíc v této variantě nebyly žádné komponenty, což se později ukázalo jako nevhodné řešení.



Obr. 26: První varianta sítě hlavy válce

6.4.2 DRUHÁ VARIANTA

V této variantě jsem už vytvořil množství komponent z důvodů, které byly zmíněny v předcházejících kapitolách. Komponenty jsem tvořil přidáváním jednotlivých povrchů geometrie součástí. Přehled komponent s hodnotami maximální a minimální velikosti elementů je uveden v Tab. 4. Pro vysvětlení komponenty s předponou „intrfc“ jsou určeny pro pozdější zadávání kontaktů mezi jednotlivými součástmi.



Tab. 4: Seznam komponent hlavy válce (druhá varianta)

Název komponenty	Min. velikost elementu [mm]	Max. velikost elementu [mm]
Chladicí okruh	20	40
Díry pro šrouby	10	20
Intrfc_hlava_blok	10	20
Intrfc_hlava_šrouby	16	32
Intrfc_hlava_vložky	8	16
Kanály vstup	16	32
Kompresní prostor	8	16
Mimo chladicí okruh	20	40
Okolí komp. prostoru	8	16
Sací kanál in	8	16
Sací kanál out	10	20
Vnější povrch	20	40
Vodítka ventilů	10	20
Vstřikovače, žhavení	8	16
Výfukový kanál in	8	16
Výfukový kanál out	10	20

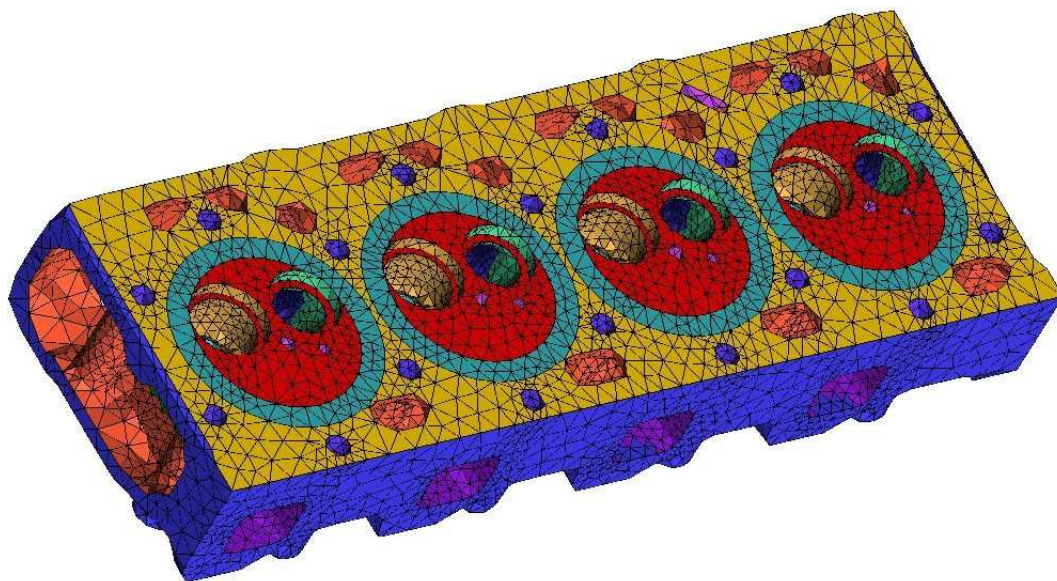
Počet elementů a uzlů se radikálně snížil, přibližně o jeden řád, a přesné hodnoty jsou uvedeny v Tab. 5.

Tab. 5: Parametry sítě hlavy válce (druhá varianta)

Počet elementů	Počet uzlů
130 597	23 576



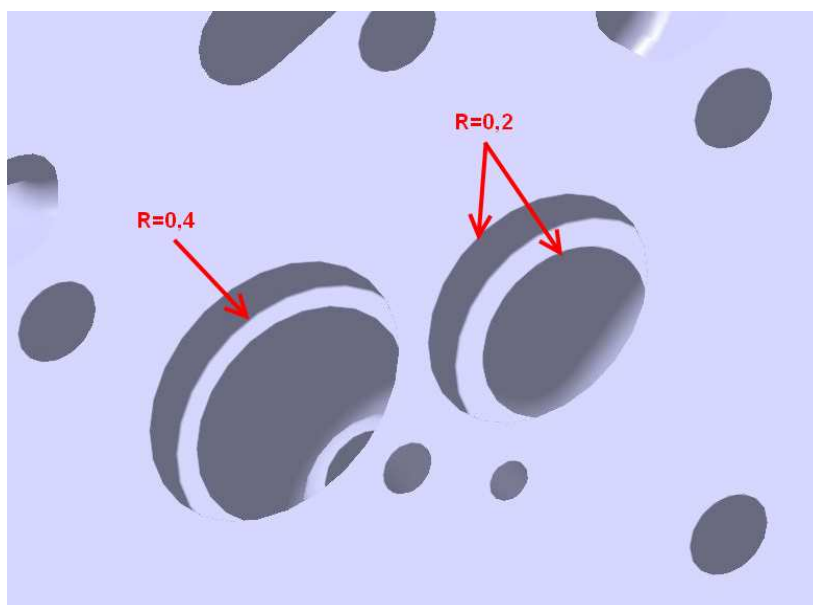
Tato varianta sítě je zobrazena na Obr. 27.



Obr. 27: Druhá varianta sítě hlavy válce

6.4.3 TŘETÍ VARIANTA

Po provedení série výpočtů jsem si určil kritická místa, ve kterých jsem zvětšil hustotu sítě, abych dosáhl přesnějších výsledků. Tato kritická místa byla především v oblasti spalovacího prostoru, v okolí ventilů. Zde vznikala vysoká napětí především na ostrých hranách v místech sedel ventilů. Před samotnou úpravou sítě bylo potřeba upravit model a vytvořit zaoblení těchto ostrých hran (Obr. 28).



Obr. 28: Zaoblení v oblasti sedel ventilů



Po těchto úpravách 3D modelů, jsem mohl vytvořit v těchto místech hustší síť. Bohužel i v tomto případě jsem musel volit kompromis mezi počtem elementů a nároky na výpočtový čas. Výsledná podoba sítě v upravených místech je zobrazena na Obr. 29.

Pro porovnání s druhou variantou sítě uvádím v Tab. 6 přehled komponent s hodnotami maximální a minimální velikosti elementů, které byly použity pro vytvoření sítě s vyšší hustotou.

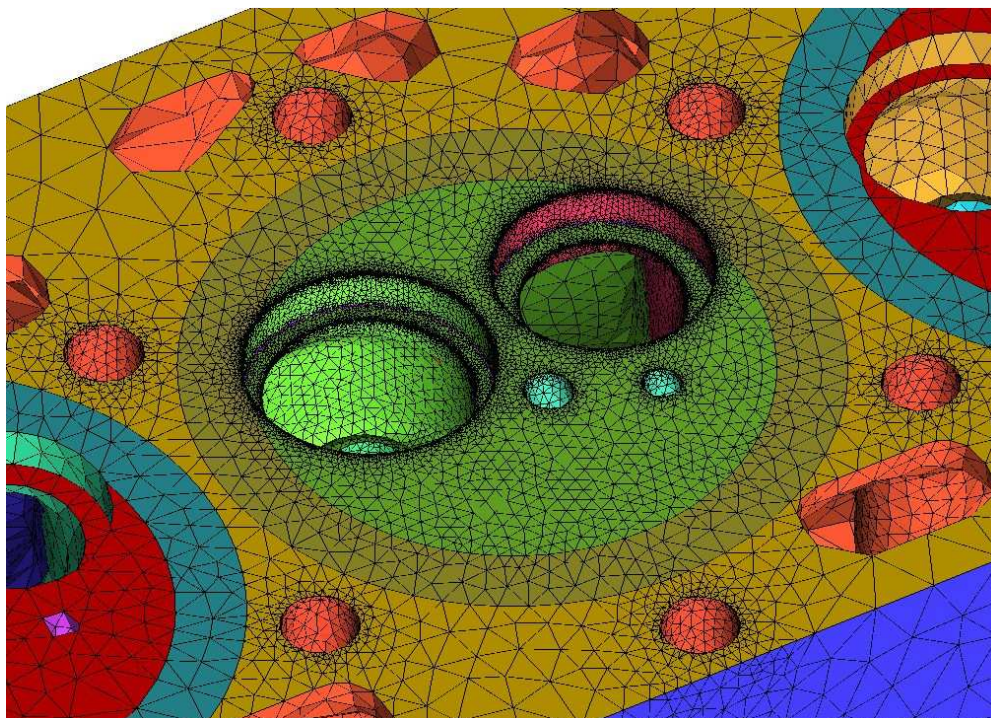
Tab. 6: Seznam vybraných komponent hlavy válce (třetí varianta)

Název komponenty	Min. velikost elementu [mm]	Max. velikost elementu [mm]
Díry pro šrouby	0.3	5
Intrfc_hlava_vložky	4	8
Kompresní prostor	3	6
Rádus 0,2	0,5	0,8
Rádus 0,4	1	1,2
Sací kanál in	3	6
Sací kanál out	8	16
Vodítka ventilů	4	8
Vstřikovače, žhavení	4	8
Výfukový kanál in	3	6
Výfukový kanál out	8	16

Po této úpravě sítě samozřejmě došlo k navýšení počtu elementů i uzlů. Jejich hodnoty jsou uvedeny v Tab. 7.

Tab. 7: Parametry sítě hlavy válce (třetí varianta)

Počet elementů	Počet uzlů
525 825	95 023



Obr. 29: Třetí varianta sítě hlavy válce (detail)

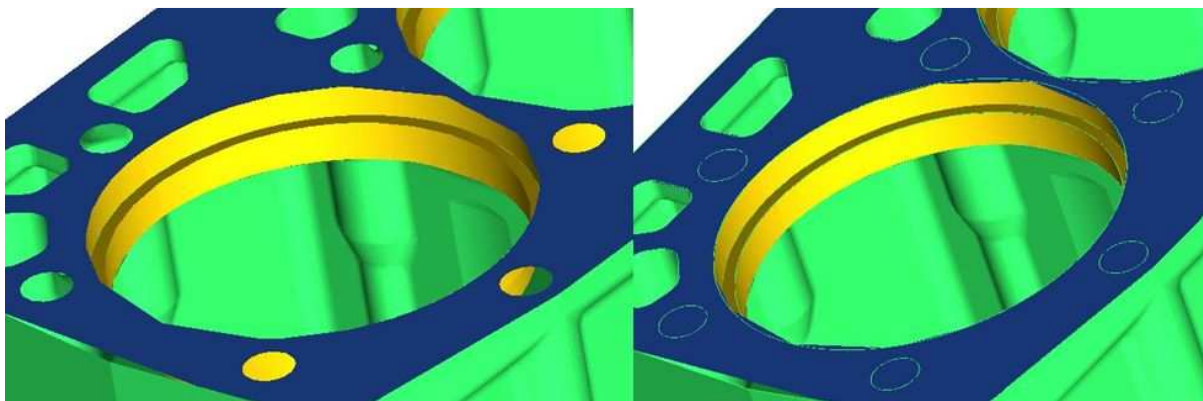
6.5 SÍŤOVÁNÍ BLOKU MOTORU A VLOŽEK VÁLCŮ

Síťování obou těchto součástí jsem prováděl obdobným způsobem jako hlavu válce. Tvořil jsem síť opět pomocí objemových elementů.

6.5.1 SÍŤOVÁNÍ BLOKU MOTORU

Jelikož na bloku motoru mi nešlo o přesné výsledky, bylo možné vytvořit řidší síť, abych zredukoval množství elementů. I přes velikost této součásti je nakonec síť složena z téměř polovičního počtu elementů oproti hlavě válce.

Před samotným započítáním síťování bylo důležité rozdělit blok motoru od šroubů tak, aby po síťování vznikly dvě oddělené komponenty objemových elementů. V místech, kde šrouby dosedají na horní povrch bloku motoru, byly prázdná místa, ve kterých jsem vytvořil plochy. Tato úprava je zobrazena na Obr. 30. Tyto plochy jsem poté přiřadil komponentě, pod kterou byly uloženy šrouby.



Obr. 30: Vytvoření ploch na bloku motoru

Po této úpravě jsem už mohl přistoupit k samotnému síťování. Síť jsem opět nastavoval volbou velikostí elementů na jednotlivých komponentách. Přehled těchto hodnot je uveden v Tab. 8.

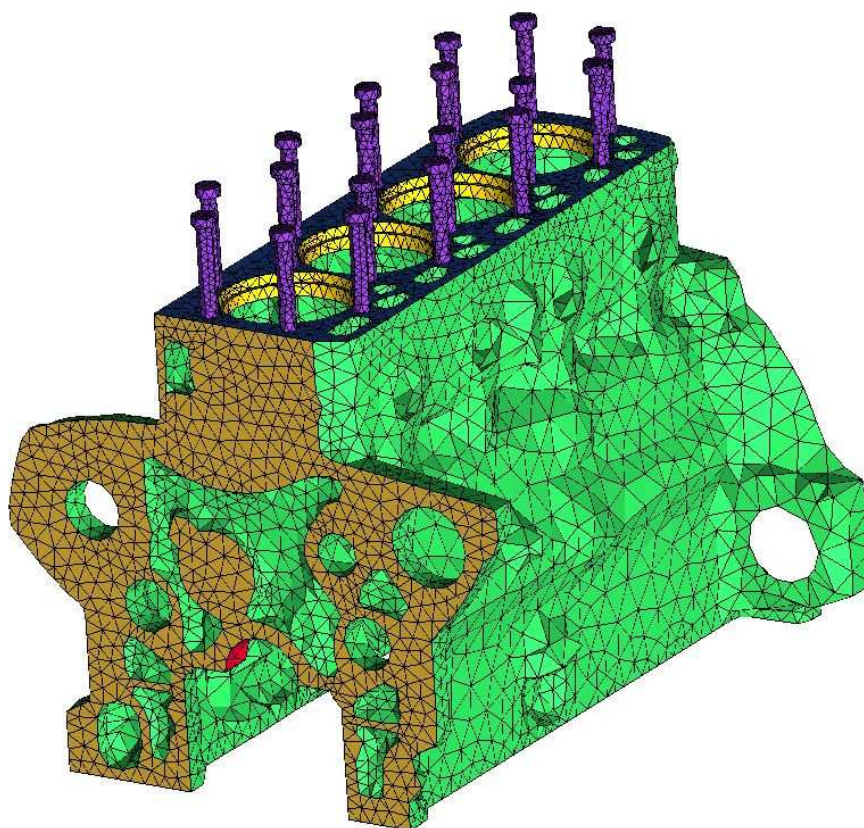
Tab. 8: Seznam komponent bloku motoru

Název komponenty	Min. velikost elementu [mm]	Max. velikost elementu [mm]
Blok	32	64
Intrfc_blok_hlava	10	20
Intrfc_blok_vana	12	24
Intrfc_blok_víko	16	28
Intrfc_blok_vložky	10	20
Intrfc_šrouby_hlava	8	16
Ložiskové pánve	32	64
Ložiskové pánve axiální	32	64
Šrouby	8	16

Jak už bylo zmíněno, na bloku motoru byla vytvořena síť s nižší hustotou (Obr. 31). Hodnoty počtu elementů a uzlů jsou uvedeny v Tab. 9.

Tab. 9: Parametry sítě bloku motoru

Počet elementů	Počet uzlů
68 115	12 889



Obr. 31: Síť bloku motoru

6.5.2 SÍŤOVÁNÍ VLOŽEK VÁLCŮ

Vložky válců byly poslední součástí sestavy, kterou jsem se rozhodl síťovat pomocí objemových elementů. To bylo především z toho, že jsou v přímém kontaktu s hlavou válce. U této součásti jsem neprováděl žádnou úpravu geometrie, proto jsem na ní mohl ihned vytvořit síť dle zadaných parametrů (Tab. 10).

Tab. 10: Seznam komponent vložek válců

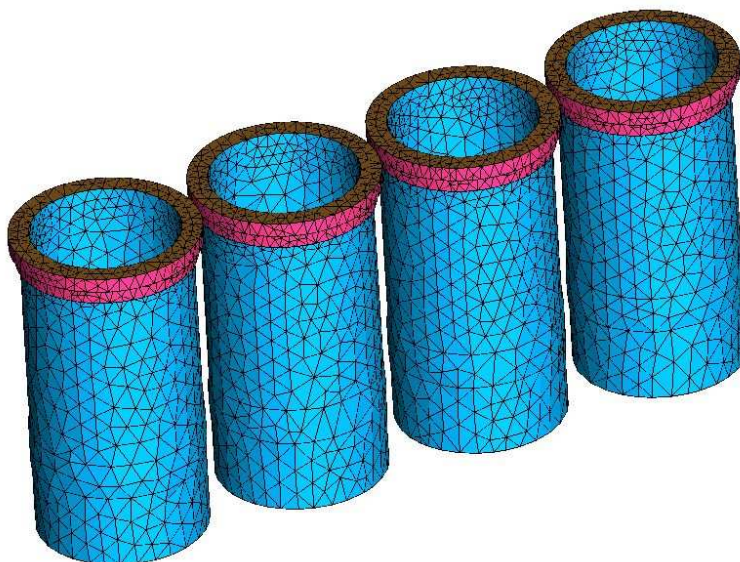
Název komponenty	Min. velikost elementu [mm]	Max. velikost elementu [mm]
Intrfc_vložky_blok	8	16
Intrfc_vložky_hlava	8	16
Vložky válců	10	20

Z důvodů tenkých stěn vložek jsem nemohl použít tak velké elementy jako u bloku motoru, nicméně tyto součásti nejsou tak rozměrné, proto jsem si mohl dovolit použít menší velikost elementů. I s těmito menšími elementy jsem dosáhl přijatelného počtu elementů a uzlů, jak je uvedeno v Tab. 11. Výsledná síť je zobrazena na Obr. 32.



Tab. 11: Parametry sítě vložek válců

Počet elementů	Počet uzlů
33 951	6 480



Obr. 32: Síť vložek válců

6.6 SÍŤOVÁNÍ VÍKA A OLEJOVÉ VANY

U těchto dvou součástí jsem se rozhodl provést jejich tvorbu sítě pomocí povrchových elementů. Toto řešení jsem zvolil ve snaze vytvořit tuto síť z nejmenšího možného počtu elementů. Jelikož tyto součásti nejsou v přímém kontaktu s hlavou válce, bylo toto řešení možné.

Z modelu součásti bylo nutné vybrat povrchy, které reprezentují tvar součásti, a těm poté přiřadit tloušťku. V obou případech jsem vybíral vnitřní plochy součásti a plochy, které dosedají na blok motoru.

Přehled komponent obou součástí je uveden v Tab. 12.

Tab. 12: Seznam komponent víka a olejové vany

Název komponenty	Min. velikost elementu [mm]	Max. velikost elementu [mm]
Intrfc_víko_blok	22	44
Víko	22	44
Intrfc_vana_blok	20	40
Vana	32	64

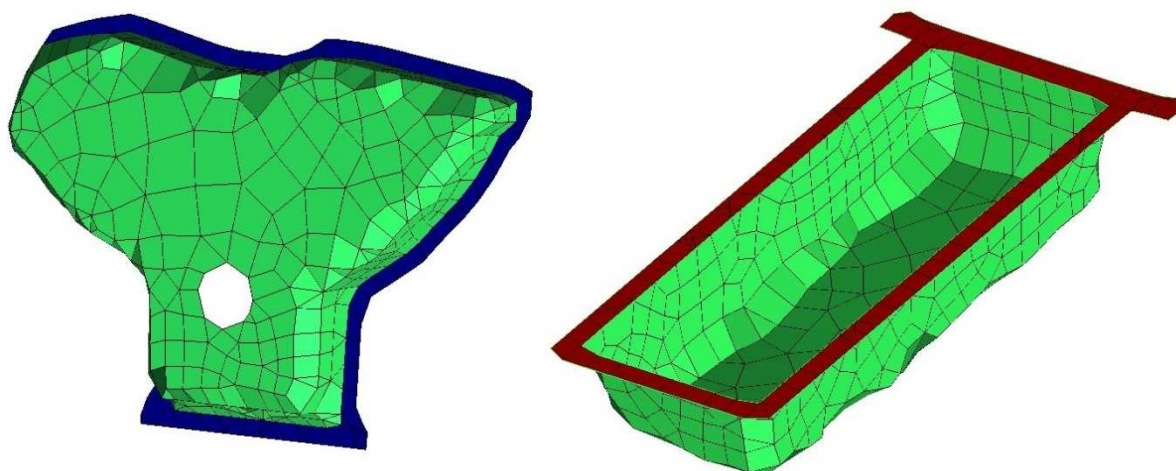


Díky tomuto řešení bylo ušetřeno velké množství elementů, jejichž počty se na každé součásti pohybují v řádech stovek. Přesné hodnoty množství elementů na jednotlivých součástech jsou uvedeny v Tab. 13.

Tab. 13: Přehled parametrů víka a olejové vany

Název součásti	Počet elementů	Počet uzlů
Víko	691	477
Olejová vana	562	420

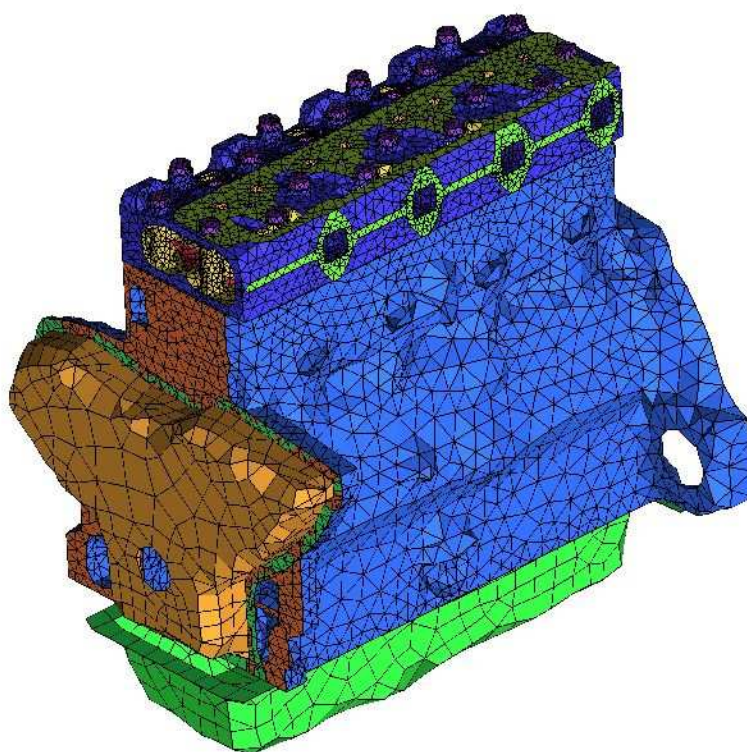
Výsledná síť obou součástí je zobrazena na Obr. 33.



Obr. 33: Síť víka (vlevo) a olejové vany (vpravo)

6.7 SESTAVA MOTORU

Po vytvoření sítí jednotlivých součástí bylo nutné je opět spojit do sestavy. Jelikož jsem projekty jednotlivých součástí vytvářel již ze sestavy motoru, měly tyto součásti zachovaný souřadný systém. Toto řešení mi ulehčilo následnou tvorbu sestavy bez nutnosti toho, abych musel součástem vůči sobě určovat pozici. Do sestavy jsem přenášel pouze sítě jednotlivých součástí, protože zde už nedocházelo k úpravě sítě, ke které je potřeba i geometrie modelu. Případné úpravy sítí jsem řešil v jednotlivých podprojektech a proces tvorby sestavy jsem poté zopakoval. Výsledná síť sestavy motoru je zobrazena na Obr. 34.



Obr. 34: Sít' sestavy motoru

6.7.1 TVORBA KVADRATICKÝCH ELEMENTŮ

Po vytvoření sítě motoru bylo nutné jako první převést lineární elementy na kvadratické. Lineární elementy mají uzly pouze ve svých vrcholech. Při převodu na kvadratické elementy jsou vytvořeny další uzly na stranách elementů.

Tento převod jsem provedl pomocí příkazu *Create Mid Side Nodes*, který se nachází v nabídce *Edit Mesh/Convert Mesh Type*. Zde bylo na výběr další množství parametrů. Já jsem použil příkaz *Mid face node*, který nastaví, že vytvářený uzel je vždy ve středu strany elementů. Dalším parametrem, který jsem zadal, byl *Create node on interface*. Ten způsobí, že hrany lineárních elementů, které jsou v kontaktu s kvadratickými prvky, se stanou také kvadratickými. Nicméně já jsem převáděl všechny elementy na kvadratické, proto byl tento příkaz spíše jen pro kontrolu.

Použití kvadratických elementů by mělo přinést větší přesnost výpočtů, nicméně se tím navýšil počet uzlů. Porovnání počtu elementů a uzlů sestavy s použitím lineárních a kvadratických prvků je uveden v Tab. 14.



Tab. 14: Porovnání sítě s lineárními a kvadratickými prvky

Varianta	Typ elementů	Počet elementů	Počet uzlů
Druhá	Lineární	233 916	43 842
	Kvadratické	233 916	277 407
Třetí	Lineární	629 144	115 289
	Kvadratické	629 144	782 699

Je zřejmé, že počet elementů zůstal stejný, protože se vytvářely pouze uzly. Touto úpravou se počet uzlů zvětšil více jak šestkrát. Toto navýšení počtu uzlů bude klást větší nároky na výpočtový čas, nicméně požadavek na přesnost výpočtu v tomto případě převážil.

6.7.2 TVORBA KONTAKTŮ

V prostředí programu ANSYS ICEM CFD je taky možné vytvořit kontakty mezi součástmi, které se zachovají i po převodu do výpočtového programu. Pro vytváření kontaktů jsem použil příkaz Define Contact, který je v nabídce Constraints.

Při zadávání kontaktních ploch jsem využíval předem vytvořených komponent, které jsou uvedeny v předchozích kapitolách a mají předponu „intrfc“. Jako parametr kontaktů jsem zadával pouze koeficient statického tření s hodnotou 0,1. Nicméně toto nastavení jsem později ještě následně upravil ve výpočtovém programu.

6.7.3 MATERIÁLOVÉ VLASTNOSTI

Posledním parametrem sítě, který jsem nastavoval, byly materiálové vlastnosti. Ty jsem konfiguroval v nabídce Properties. Vytvořil jsem dva materiály (šedou litinu a ocel) a ty jsem přiřazoval jednotlivým součástem. Jediným materiálem z oceli byly šrouby, které připevňují hlavu válce k bloku motoru. Ostatním součástem jsem nastavil materiálové vlastnosti šedé oceli. Vlastnosti těchto dvou materiálů jsou uvedeny v Tab. 15.

Tab. 15: Materiálové vlastnosti

Materiál	Youngův modul E [MPa]	Poissonova konstanta μ [-]
Ocel	210 000	0,3
Šedá litina	126 200	0,25



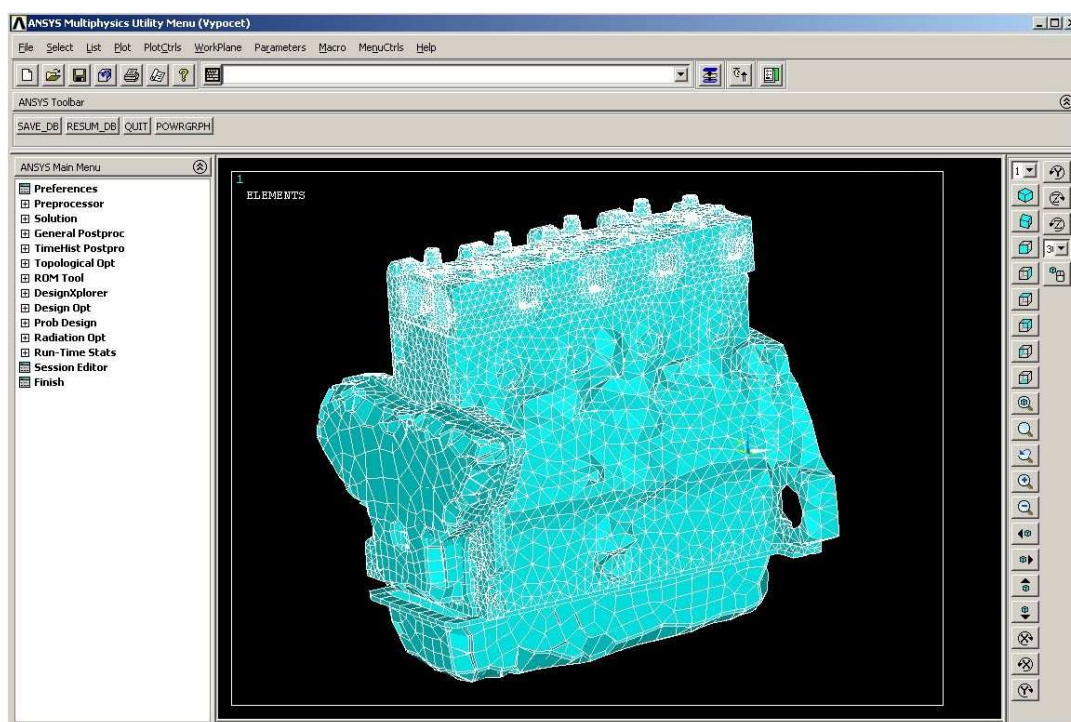
7 VÝPOČET TEPELNĚ-MECHANICKÉ ANALÝZY

Po vytvoření sítě celé sestavy motoru jsem mohl přistoupit k jednotlivým výpočtům. Jako první jsem zjišťoval rozložení teplot na hlavě válce, dále jsem na tuto součást aplikoval mechanické zatížení a zjišťoval výsledná napětí. Nakonec jsem výsledky tepelné analýzy přenesl do výpočtu s mechanickým zatížením a stanovil výsledná napětí způsobená kombinací tepelného a mechanického zatížení součásti.

7.1 POUŽITÝ SOFTWARE

Pro řešení tepelně-mechanické analýzy jsem zvolil program ANSYS 12.1. Tento program je obecně nelineární, multifyzikální výpočtový software používaný při řešení strukturálních úloh (statika, dynamika), termodynamických analýz, proudění tekutin, analýzách elektrostatických a elektromagnetických polí a akustických analýz. ANSYS dále umožňuje na základě kontrolních výpočtů provádět citlivostní a optimalizační analýzy a rovněž výpočty spolehlivosti [18].

Pro přenesení sítě sestavy motoru bylo nutné v prostředí programu ANSYS ICEM CFD vytvořit výstupní soubor s koncovkou *.in. Tento výstupní soubor se poté otevřel v programu ANSYS 12.1 (Obr. 35).



Obr. 35: Sít' sestavy motoru v prostředí programu ANSYS 12.1

7.2 ÚPRAVA MODELU

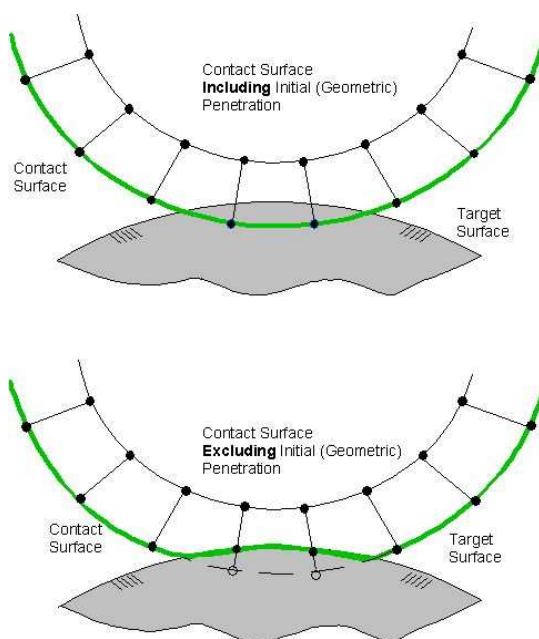
Před samotným zadáváním okrajových podmínek bylo nutné model upravit. Některé z těchto úprav byly nutné pro spuštění výpočtu, další jsem prováděl pouze pro usnadnění práce s modelem při zadávání okrajových podmínek.

7.2.1 TVORBA MATERIÁLOVÝCH MODELŮ

V první řadě jsem každé součásti sestavy motoru přiřadil jiné číslo materiálového modelu. Jiné číslo jsem přiřazoval i součástem, které mají stejné materiálové vlastnosti. Celkem jsem tedy vytvořil pět různých materiálových modelů, z toho čtyři měly materiálové vlastnosti šedé lidy a jeden oceli. Při další práci s modelem jsem mohl vybírat jednotlivé součásti právě díky hodnotám těchto materiálových modelů. Pro výběr určitých částí modelu jsem také používal komponenty vytvořené při síťování v programu ANSYS ICEM CFD.

7.2.2 NASTAVENÍ KONTAKTNÍCH PLOCH

Dalším krokem bylo podrobnější nastavení kontaktních ploch mezi jednotlivými součástmi. K těmto účelům slouží nabídka Contact Manager. Zde jsem v záložce Basic\Behaviour of contact surface nastavil vlastnost Bonded (always). Toto nastavení způsobí, že obě stykové plochy součástí v kontaktu jsou stále spojeny a nedojde během výpočtu k jejich oddělení. Tato volba urychlí výsledný čas výpočtu a v tomto typu úlohy příliš neovlivní konečný výsledek. Druhým parametrem, který jsem kontaktním plochám nastavil, byl Exclude everything z nabídky Initial Adjustment\Initial penetration. Toto nastavení zapříčiňuje, v případě penetrace uzlů jedné styčné plochy do druhé, vyloučení těchto uzlů. K této penetraci uzlů může dojít v okamžiku styku součástí s hrubou sítí na kontaktních plochách. Příklad vyloučení těchto uzlů je zobrazeno na Obr. 36.



Obr. 36: Vyloučení penetrovaných uzlů [7]



7.2.3 VLASTNOSTI PRVKŮ TYPU SHELL

Vlastností prvků typu shell jsem nastavil pomocí přiřazení tzv. sekcí s určitými parametry. V nabídce Preprocessor\Sections\Shell jsem vytvořil dvě sekce, jednu pro víko a druhou pro olejovou vanu. Oběma součástem jsem v nastavení těchto sekcí přiřadil tloušťku 8 mm, což odpovídá průměrné tloušťce součástí dle výkresové dokumentace. Dalším parametrem, který bylo potřeba sekcím nastavit, byl Section Offset. Tato vlastnost určuje, od které roviny sekce bude prvkům typu shell přiřazována jejich tloušťka. Je zde na výběr ze čtyř možností: horní, střední, spodní a odsazení od střední roviny. V případě kontaktních ploch je logický výběr ze dvou možností, a to horní a spodní. Je důležité tento parametr volit tak, aby se v kontaktních plochách nepřizovala tloušťka prvků směrem do druhé součásti. U víka jsem nastavil horní rovinu, u olejové vany spodní rovinu.

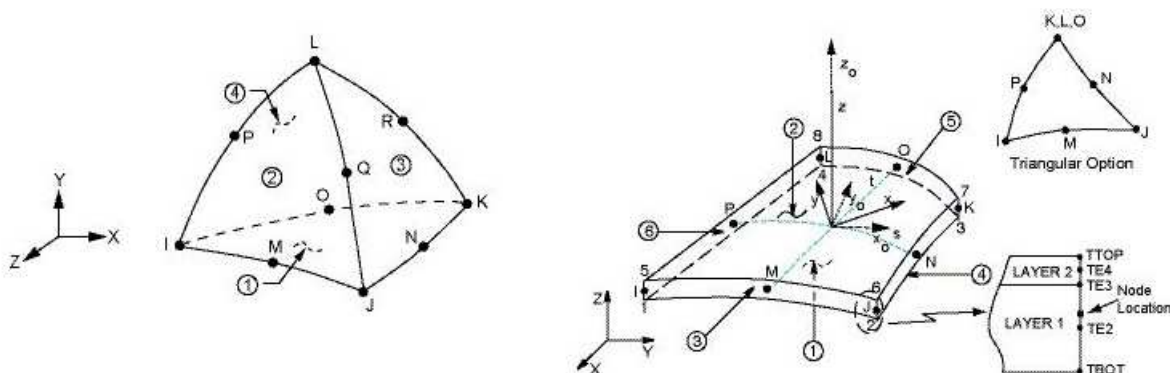
7.3 TEPELNÁ ANALÝZA

Prvním výpočtem, který jsem prováděl, byla tepelná analýza. Ta slouží ke zjištění rozložení teplotních polí na modelu sestavy motoru. Tyto hodnoty poté slouží k následným výpočtům, kde slouží jako okrajové podmínky spolu s mechanickým zatížením.

7.3.1 ZVOLENÉ PRVKY

Po převodu sítě do programu ANSYS byl model složen z prvků určených pro mechanickou analýzu. Proto bylo nutné tyto prvky převést na prvky vhodné pro tepelnou analýzu. Po tomto převodu vznikly dva typy prvků, objemové prvky typu SOLID87 a plošné prvky typu SHELL132.

Prvek SOLID87 je tetraedr s deseti uzly a jeho jediným stupněm volnosti je teplota. Prvek SHELL132 je čtyřúhelníkový plošný element s osmi uzly, kde každý uzel může mít až 32 teplotních stupňů volnosti. Oba tyto prvky jsou zobrazeny na Obr. 37.



Obr. 37: Prvky SOLID87 (vlevo) a SHELL132 (vpravo) [7]

V nastavení prvku SHELL132 bylo nutné u položky Application přiřadit vlastnost Paint (TBOT->TEMP). Tato vlastnost umožňuje přestup tepla z prvku typu SOLID do prvku typu SHELL. Další parametr, který jsem změnil, byl u kontaktního prvku typu CONTA174. Zde bylo potřeba určit stupně volnosti uzlů tohoto prvku. V nastavení tohoto prvku jsem u



položky Element degree(s) of freedom zvolil možnost TEMP. Díky tomuto nastavení byl v uzlech kontaktních ploch povolen pouze jeden stupeň volnosti, a to teplota.

7.3.2 OKRAJOVÉ PODMÍNKY

Pro spuštění výpočtu tepelné analýzy je potřebné zadat okrajové podmínky. Ty obsahují tepelné vlastnosti materiálů, vlastnosti na rozhraní dvou různých prostředí a zdroj tepelného zatížení.

Pro definování tepelných vlastností materiálů je nutné materiálovým modelům přiřadit tepelnou vodivost λ . Hodnoty tepelné vodivosti lze nalézt v literatuře a jejich velikost je uvedena v Tab. 16.

Tab. 16: Hodnoty tepelné vodivosti [19]

Materiál	Tepelná vodivost λ [W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
Ocel	43
Litina	57,6

Tepelnou vodivost bylo nutné definovat i na rozhraní dvou součástí. Zde samozřejmě dochází také k vedení tepla, nicméně z důvodu přechodu mezi dvěma součástmi je zde hodnota tepelné vodivosti nižší než hodnoty přiřazené materiálovým modelům. Na kontakty součástí jsem přiřazoval konstantní hodnotu tepelné vodivosti rovnu 6 W.m⁻¹.K⁻¹ dle [11].

Kromě vedení dochází k přestupu tepla také konvekcí. Tento typ přestupu tepla nastává mezi proudící tekutinou a povrchem, který obtéká. V případě hlavy válce jsou to místa, kde dochází ke spalování směsi, výměně náplně a chlazení. Na povrchy, které splňují tyto podmínky, jsem aplikoval okrajové podmínky v podobě teplot média na rozhraní se stěnou a součinitelů přestupu tepla α . Tyto hodnoty jsou uvedeny v Tab. 17.

Tab. 17: Okrajové podmínky přestupu tepla konvekcí [20]

Povrch	Součinitel přestupu tepla α [W.m ⁻² .K ⁻¹]	Teplota média T [K]
Vnější povrch	5	340
Chladicí prostor	2000	360
Spalovací prostor	450	1120
Výfukový kanál	800	900
Sací kanál	800	330

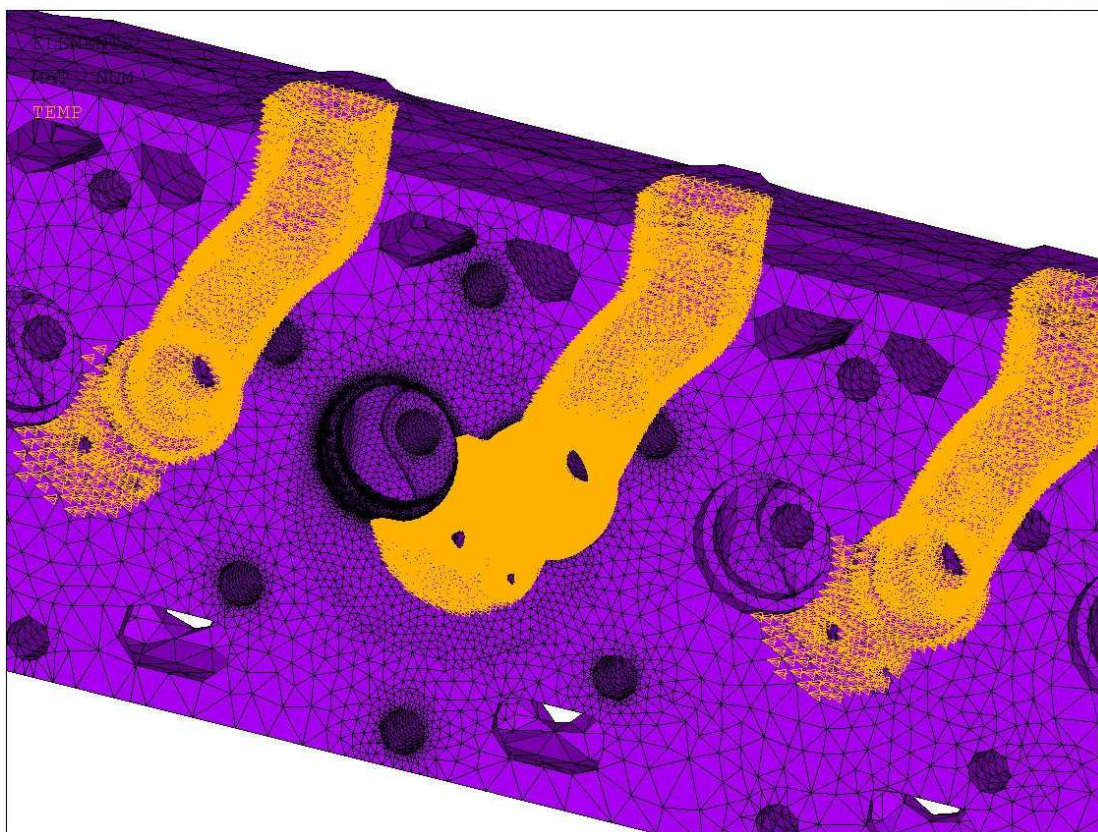


Jako zdroj tepelného zatížení jsem zvolil zadání teploty na určité povrchy součásti. Vycházel jsem z předpokladu, že teplota určitých povrchů se během konstantního zatížení mění pouze minimálně. To je způsobené tím, že ke spalování a následné výměně náplně dochází ve velice rychlých intervalech. Teplota povrchu nereaguje na tyto změny teploty s takovou rychlostí, proto se ustálí na určité střední hodnotě. Ke změnám teploty povrchu součásti dochází jenom minimálně a pohybují se kolem této střední hodnoty. Tuto střední hodnotu teploty povrchu součásti jsem čerpal z vědeckých článků, které se zabývaly podobným motorem, jaký řeším ve své diplomové práci. Hodnoty těchto teplot a povrchy, na které jsem je aplikoval, jsou uvedeny v Tab. 1.

Tab. 18: Okrajové podmínky zdroje tepelného zatížení [20]

Povrch	T [K]
Spalovací prostor	540
Výfukový kanál	540

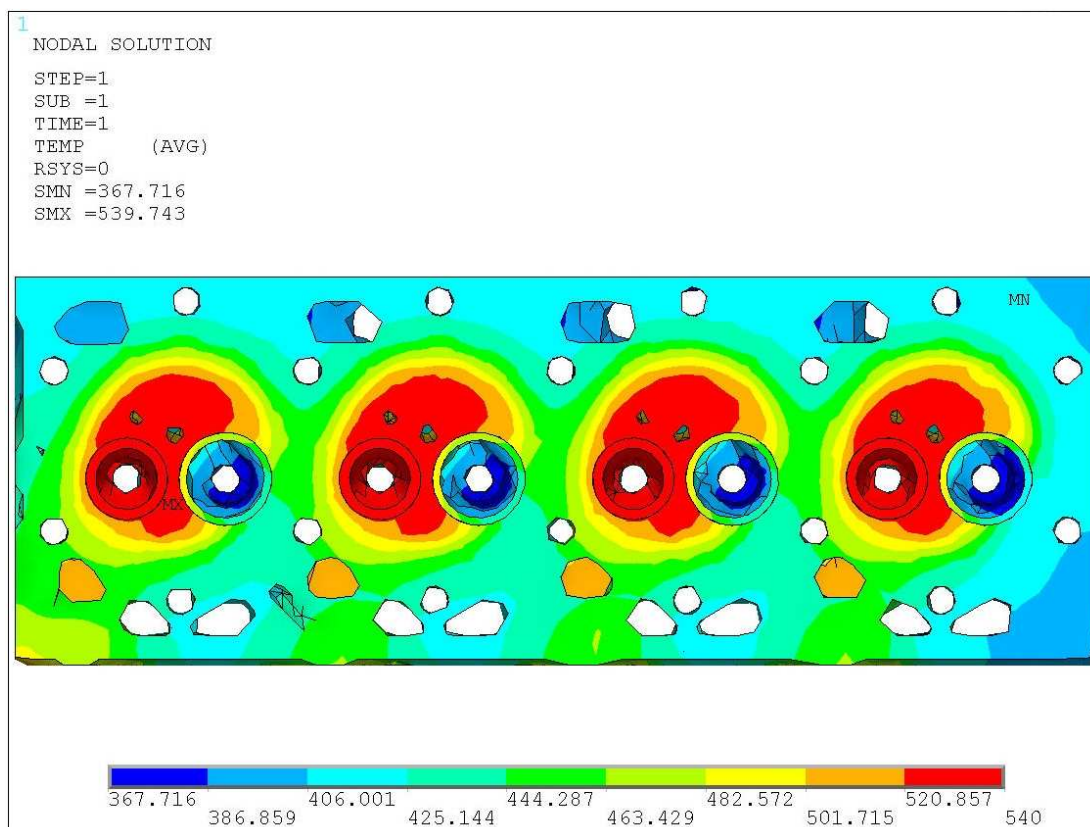
Detail hlavy válce s místy, kde jsou zadány tyto teploty, je zobrazen na Obr. 38.



Obr. 38: Místa se zadanou teplotou



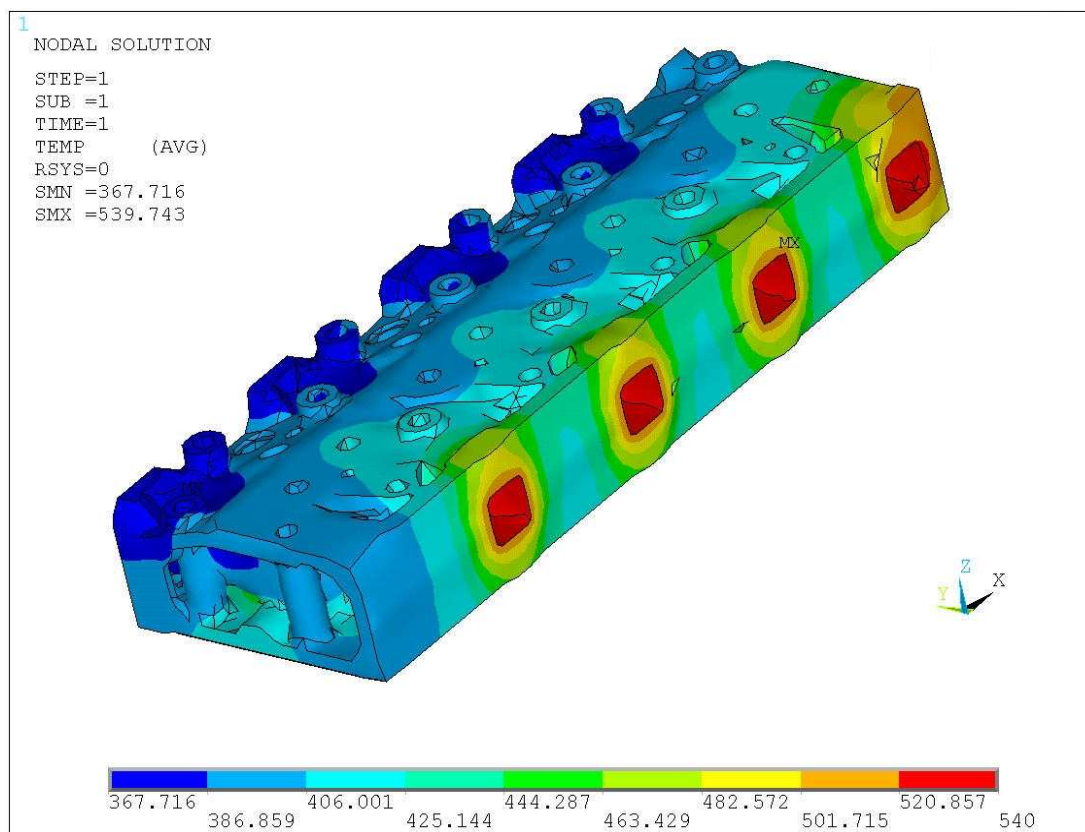
7.3.3 VÝSLEDKY TEPELNÉ ANALÝZY



Obr. 39: Rozložení teplot (spodní strana hlavy válce), hodnoty v K

Na Obr. 39 je zobrazeno výsledné rozložení teplot v pohledu na spodní stranu hlavy válce. Je patrné, že od míst, kde jsem zadal teplotu povrchu, se šířilo teplo do zbytku součásti. Samozřejmě místa s nejvyšší teplotou jsou v okolí spalovacího prostoru a výfukového ventilu. Součást je poté ochlazována místy, kudy proudí chladicí kapalina. Sacím ventilem proudí přiváděný vzduch ke spalování, tím je ochlazován, proto má výrazně nižší teplotu než okolní místa.

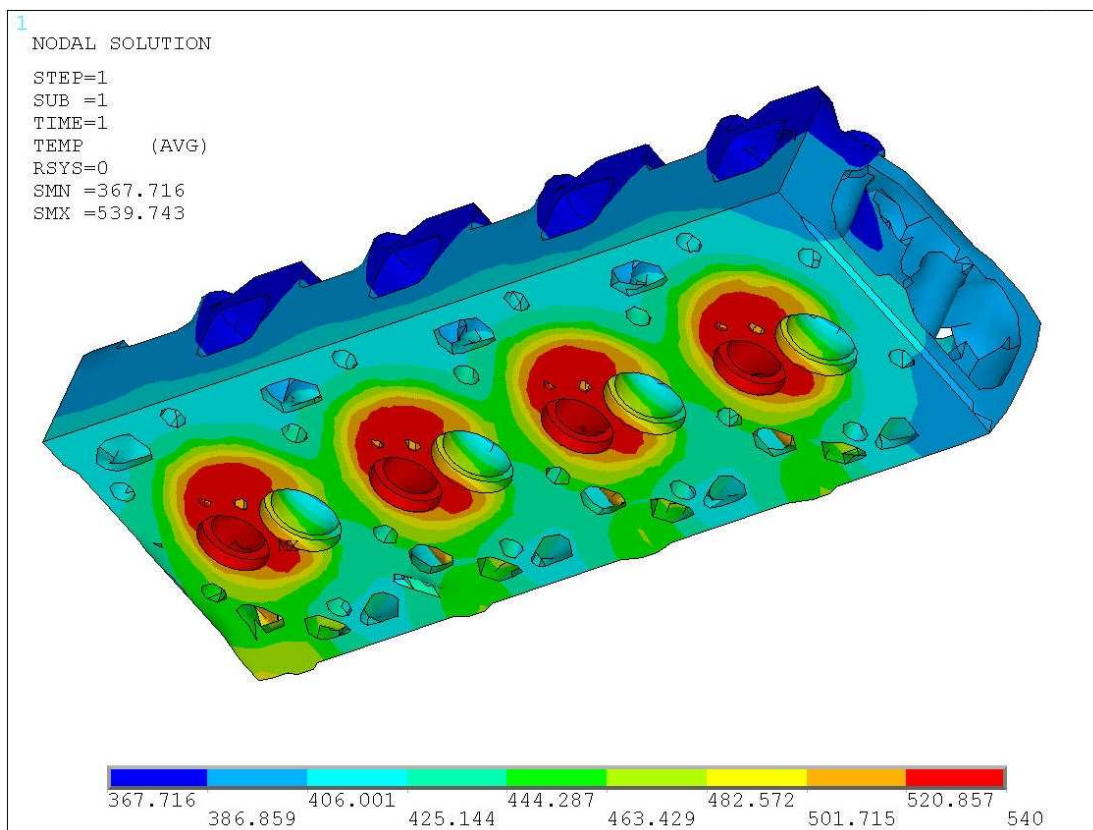
Izometrický pohled součásti je zobrazen na Obr. 40. Na tomto pohledu je vidět horní strana součásti, kde je patrné zahřívání výfukovými kanály a ochlazování sacími kanály.



Obr. 40: Rozložení teplot (izometrický pohled 1), hodnoty v K

Zadaná teplota byla samozřejmě nejvyšší, která se objevovala na modelu. Nejnižší teplota byla v místech vstupu sacích kanálů, kde dosedá příruba sacího potrubí. Ta dosahovala hodnoty necelých 368 K.

Pro úplnost je druhý izometrický pohled zobrazen na Obr. 41. Rozložení teplot se ukládá ve formátu s příponou *.rth a tento soubor je poté použit při tepelně-mechanické analýze jako okrajová podmínka.



Obr. 41: Rozložení teplot (izometrický pohled 2), hodnoty v K

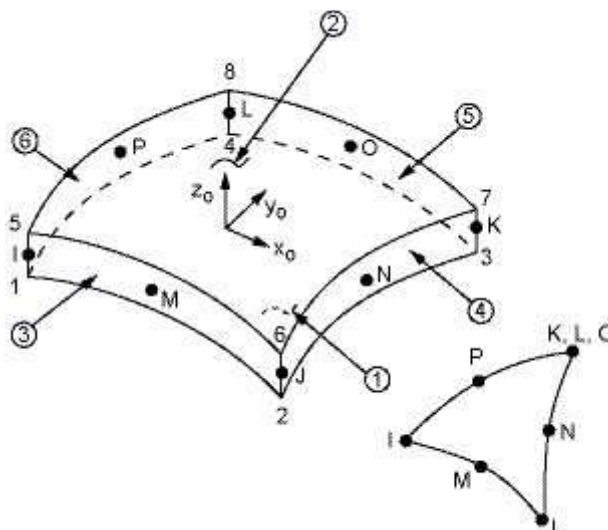
7.4 MECHANICKÁ ANALÝZA

Do mechanického zatížení lze počítat, jak je zmíněno v kapitole 3.4.2, především předpětí od šroubů a maximální spalovací tlak plynů. Nicméně já jsem v mechanické analýze použil pouze předpětí šroubů a spalovací tlak plynů jsem aplikoval až v tepelně-mechanické analýze. Toto řešení jsem zvolil, protože to bylo výhodné pro následný výpočet únavové životnosti. Napětí, vzniklá působením předpětí šroubů, slouží jako minimální napětí, která vstupují do výpočtu únavové životnosti.

7.4.1 ZVOLENÉ PRVKY

Pro výpočet mechanického zatížení bylo nutné opět vybrat správné prvky, které tvoří síť modelu. Jako objemové prvky jsem zvolil prvky typu SOLID187. Jedná se o tetrahedr s deseti uzly, který má v každém uzlu tři stupně volnosti, a to posuvy ve třech na sebe kolmých osách. Tento prvek má stejný tvar jak prvek SOLID87, zvolený pro tepelnou analýzu (Obr. 37). U těchto prvků se liší pouze stupně volnosti v každém uzlu.

Plošný prvek jsem zvolil typu SHELL281. Jedná se o prvek s osmi uzly, který má v každém uzlu šest stupňů volnosti. Těmito stupni volnosti jsou tři posuvy ve třech na sebe kolmých osách a rotace kolem těchto os. Tento prvek je zobrazen na Obr. 42



Obr. 42: Prvek SHELL281 [7]

U kontaktních prvků typu CONTA174 bylo nutné předepsat jako stupně volnosti posuvy (UX, UY, UZ).

7.4.2 OKRAJOVÉ PODMÍNKY

Jak jsem zmiňoval, v této analýze působilo pouze předpětí šroubů, které uchycují hlavu k bloku motoru. Na reálném motoru jsou použity šrouby typu M14x1,5. Předepsaný utahovací moment pro tyto šrouby má hodnotu 177 Nm. Existuje mnoho způsobů, jak toto předpětí šroubů nasimulovat. Jako příklad uvádím tři metody:

- nahrazení dřívku šroubu předepjatými pruty (prvek BEAM4),
- podchlazení šroubů,
- vytvoření počátečního napětí (prvek PRETS179).

Z těchto možností jsem vybral simulaci pomocí podchlazení šroubů. Toto řešení je jednoduché z hlediska zadávání okrajových podmínek, nicméně je potřeba vypočítat teplotu, o kterou se šrouby podchladí.

Jako první bylo potřeba vypočítat sílu, která působí ve šroubu po utažení na předepsaný moment. K tomuto účelu jsem zvolil vztah pro výpočet utahovacího momentu [4].

$$M = \frac{F_i d_2}{2} \left[\frac{P_h + \pi f d_2 \sec(\alpha_o/2)}{\pi d_2 - f P_h \sec(\alpha_o/2)} \right] + \frac{F_i f_o d_o}{2} \quad (2)$$

Za skutečnosti, že $\psi = P_h / \pi d_2$ čitatel i jmenovatel prvního výrazu vydělíme πd_2 , dostaneme.

$$M = \frac{F_i d_2}{2} \left[\frac{\tan \psi + f \sec(\alpha_o/2)}{1 - f \tan \psi \sec(\alpha_o/2)} \right] + \frac{F_i f_o d_o}{2} \quad (3) \square$$



Střední průměr stykové plochy je přibližně 1,25d. Po dosazení do rovnice (3) dostaneme.

$$M = \left\{ \frac{d_2}{2d} \left[\frac{\tan \psi + f \sec(\alpha_o/2)}{1 - f \tan \psi \sec(\alpha_o/2)} \right] + 0,625f_o \right\} F_i d \quad (4)$$

Nyní definujeme součinitel utahovacího momentu K jako výraz v hranaté závorce.

$$K = \frac{d_2}{2d} \left[\frac{\tan \psi + f \sec(\alpha_o/2)}{1 - \varphi(\tan \psi) \sec(\alpha_o/2)} \right] + 0,625f_o \quad (5)$$

Rovnice (4) se dá nyní zapsat ve tvaru.

$$M = K F_i d \quad (6)$$

Součinitel tření závisí na drsnosti povrchu a jeho úpravě a na stavu šroubu. Průměrné hodnoty se pohybují okolo $f = f_o = 0,15$. Dosazením této hodnoty do rovnice (6) dostaneme $K \cong 20$.

Seznam veličin a jejich hodnot, které vstupují do následných výpočtů, je uveden v Tab. 19.

Tab. 19: Seznam veličin

Veličina	Hodnota
Součinitel utahovacího momentu K	20
Utahovací moment M	177 Nm
Průměr dířku šroubu d	14 mm
Teplotní součinitel délkové roztažnosti α	$12 \times 10^{-6} \text{ K}^{-1}$
Youngův modul pružnosti E (oceli)	$2,1 \times 10^5 \text{ MPa}$

Nyní lze dopočítat sílu ve šroubu.

$$F_i = \frac{M}{Kd} = \frac{177}{0,2 * 14 * 10^{-3}} = 63\,210 \text{ N} \quad (7)$$

Díky této síle lze určit napětí v průřezu dířku šroubu.

$$\sigma = \frac{F_i}{A} = \frac{63210}{\frac{\pi * 0,014^2}{4}} = 410,619 \text{ MPa} \quad (8)$$

Dále vyjdeme z Hookova zákona pro jednoosou napjatost.

$$\sigma = \varepsilon_z E = \frac{\Delta l}{l_0} E \quad (9)$$

Za hodnotu Δl dosadíme vzorec pro teplotní délkovou roztažnost a dostaneme.



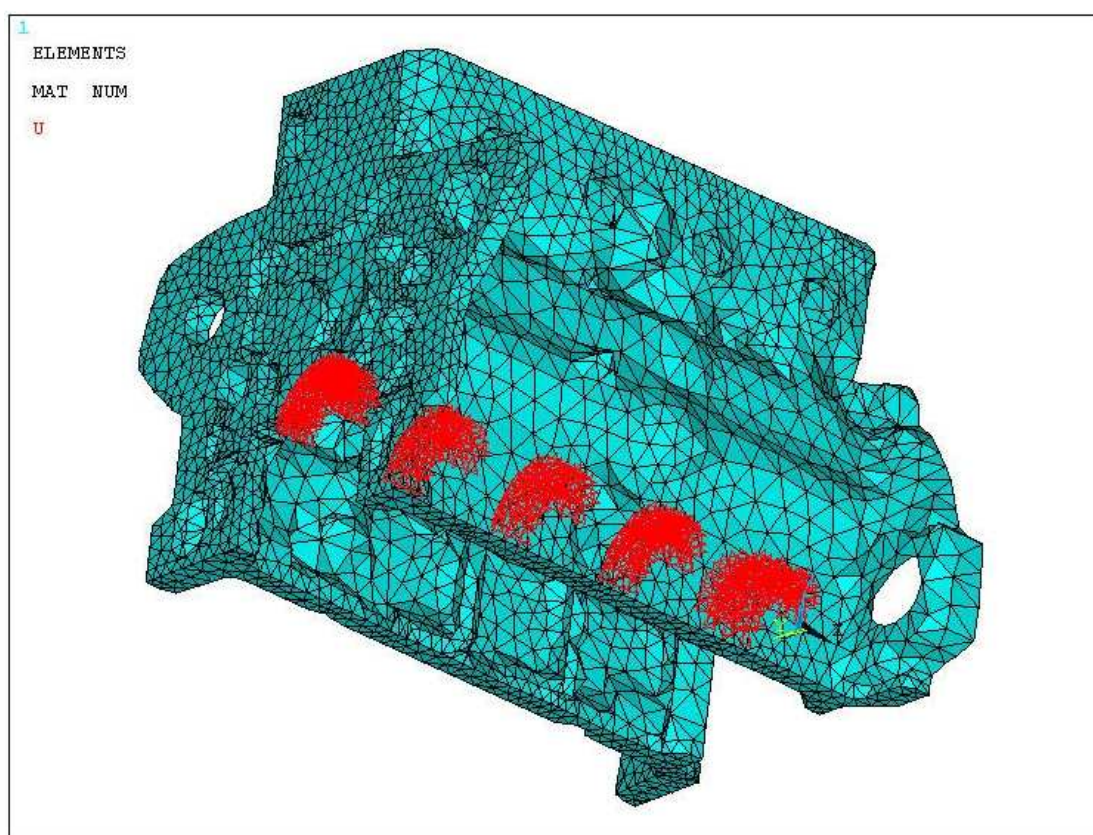
$$\sigma = \frac{\alpha \Delta T l_0}{l_0} E = \alpha \Delta T E \quad (10)$$

Odsud už lze vyjádřit teplotu, o kterou jsem ochladil šrouby.

$$\Delta T = \frac{\sigma}{\alpha E} = \frac{410,619 \cdot 10^6}{12 \cdot 10^{-6} \cdot 2,1 \cdot 10^{11}} \cong 163 \text{ K} \quad (11)$$

Dále bylo nutné materiálovému modelu, který byl přiřazen šroubům, dát vlastnost délkové teplotní roztažnosti ve směru osy dřívku šroubu. Ta měla hodnotu $12 \times 10^{-6} \text{ K}^{-1}$, jak je uvedeno v Tab. 19 [21].

Uchycení modelu sestavy motoru jsem zvolil zamezením posuvů ve dvou osách čtyřem z pěti ložiskových pánví. V páté ložiskové pánvi jsem zamezil posuvům ve všech třech osách. Uchycení bloku motoru je zobrazeno na Obr. 43.

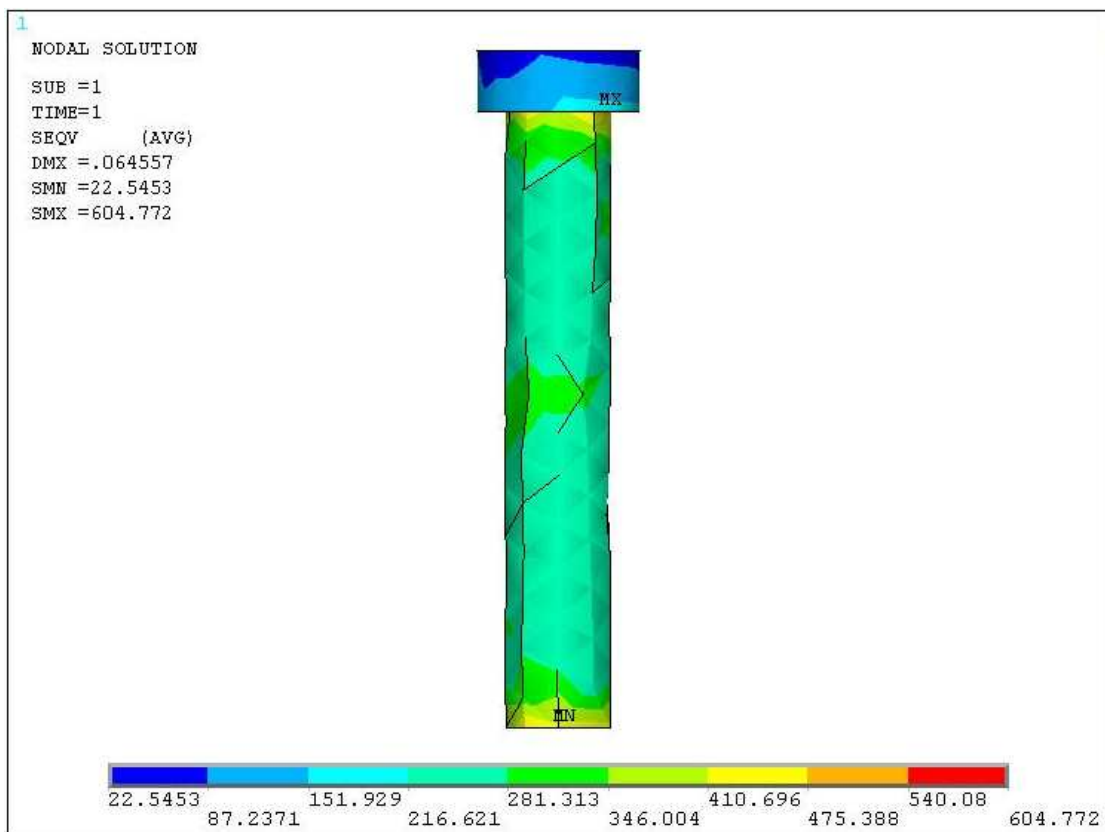


Obr. 43: Uchycení bloku motoru

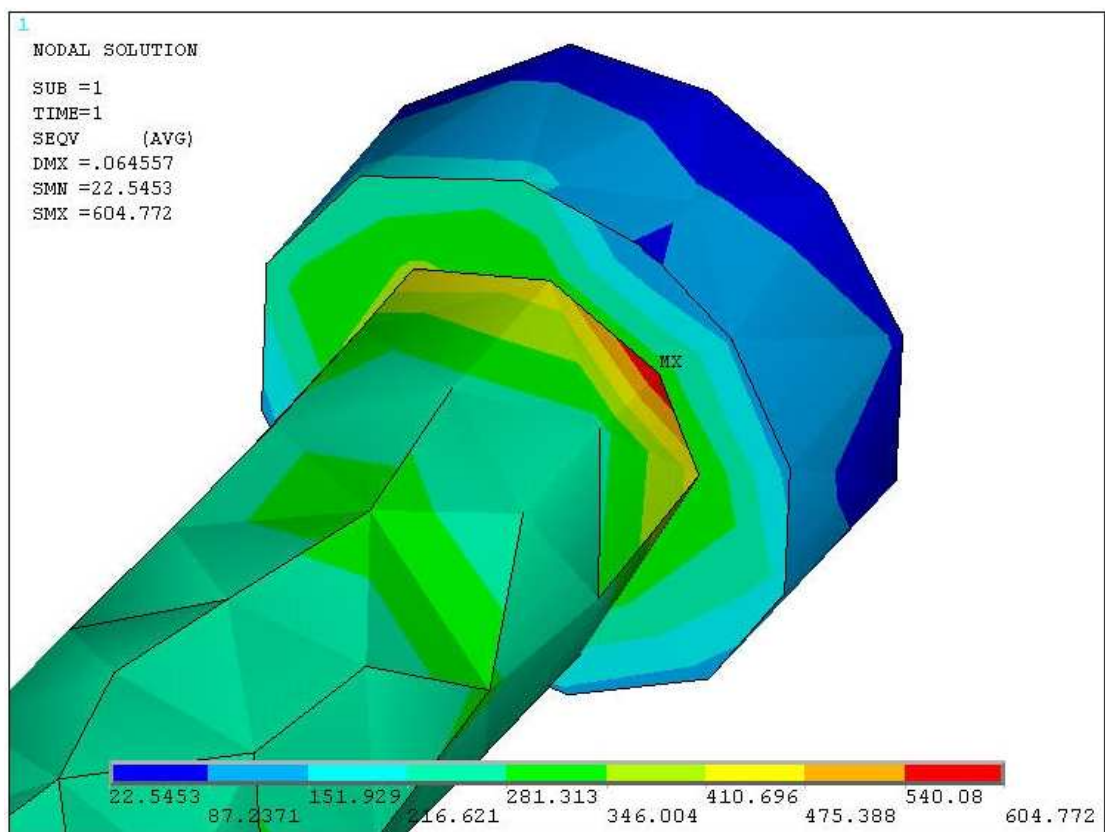
Po uchycení modelu a aplikování bylo možné spustit samotný výpočet.

7.4.3 VÝSLEDKY MECHANICKÉ ANALÝZY

Na Obr. 44 je zobrazeno výsledné redukované napětí (von Mises) ve šroubu. Minimální napětí se nachází na spodní ploše dřívku, kde byl šroub přichycen k bloku motoru. Maximální napětí lze nalézt na dřívku šroubu u dosedí plochy hlavy šroubu.



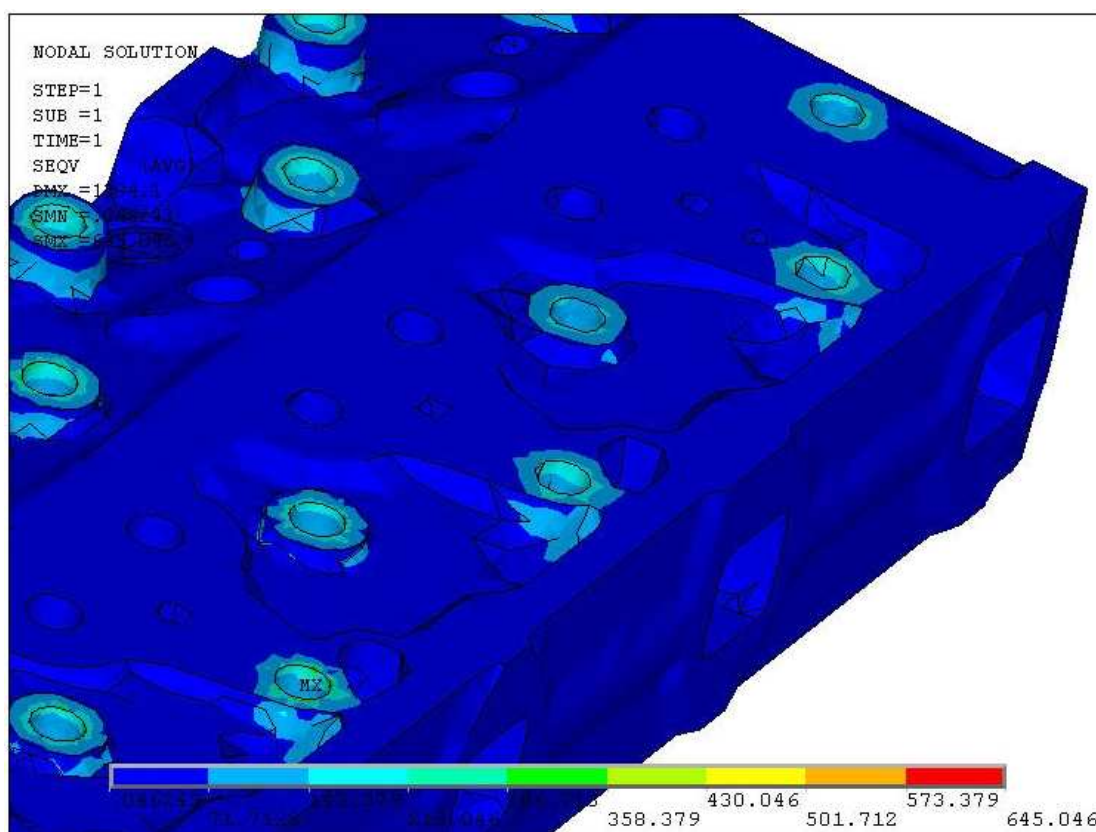
Obr. 44: Redukované napětí ve šroubu, hodnoty v MPa



Obr. 45: Maximální napětí na šroubu, hodnoty v MPa

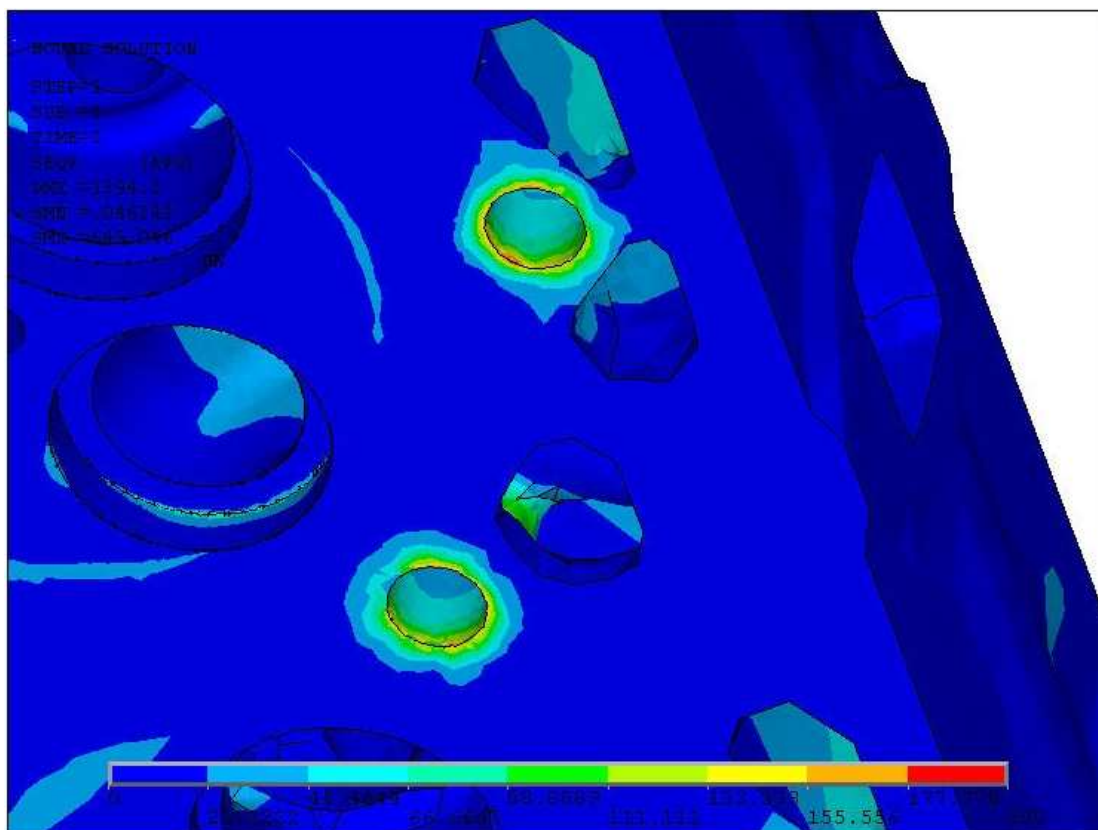
Detail místa s maximálním napětím je zobrazen na Obr. 45. Toto napětí vzniká v důsledku ostré hrany mezi dříkem a hlavou šroubu. Jedná se o zjednodušený model šroubu, navíc je tvořen sítí s poměrně nízkou hustotou. Na reálném šroubu se tato ostrá hrana samozřejmě neobjevuje, proto toto napětí neodpovídá napětí na reálné součásti. Nicméně hodnota napětí v dříku šroubu by se neměla příliš lišit od reálné hodnoty. Hodnota tohoto napětí byla průměrně 270 MPa.

Na Obr. 46 lze vidět, že maximální napětí na hlavě válce vzniká na ploše, kde dosedá hlava šroubu. Zde se nachází opět ostrá hrana mezi dosedací plochou a dírou pro šrouby. Tyto hrany jsou místa, kde se koncentruje napětí. Dá se předpokládat, že maximální napětí na těchto hranách opět neodpovídá reálnému zatížení součásti.

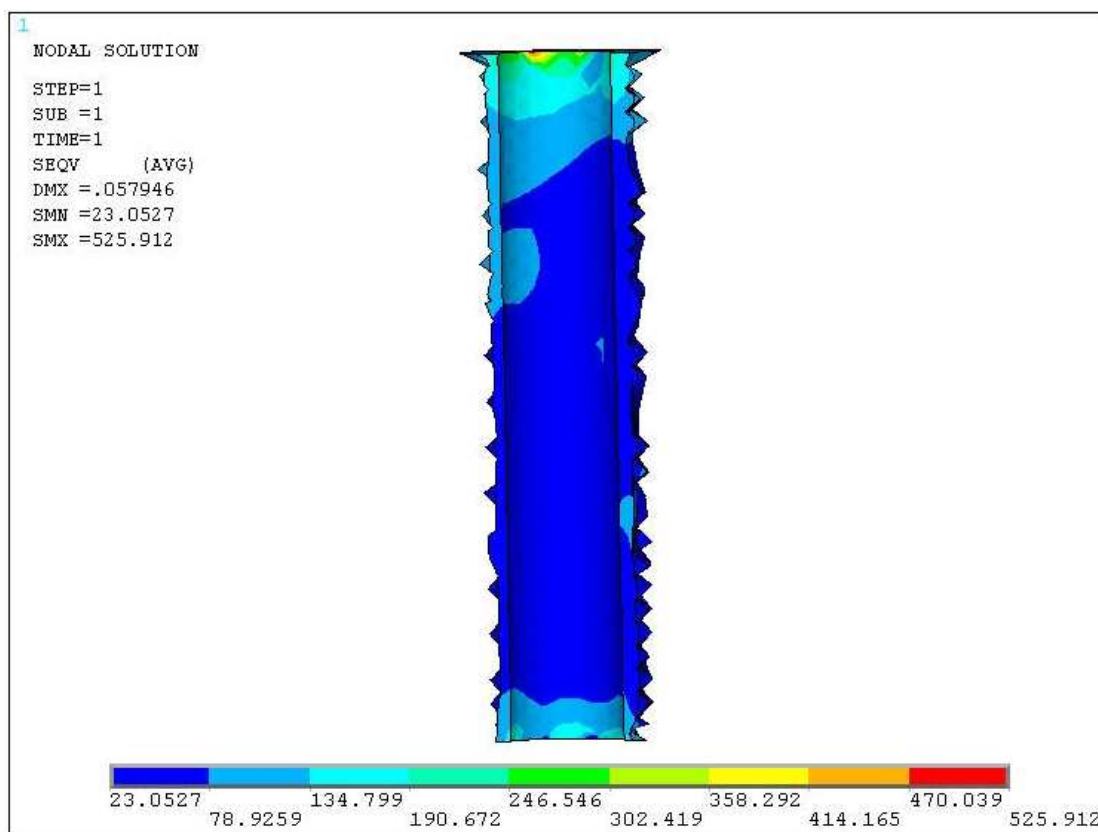


Obr. 46: Maximální napětí na hlavě válce, hodnoty v MPa

Na spodní straně hlavy válce jsem vytvořil zaoblení mezi spodní stranou hlavy válce a dírou pro šrouby. Zde už nedocházelo k tak velké koncentraci napětí a výsledná napětí by se měla blížit reálnému zatížení. Detail na spodní stranu hlavy válce je zobrazen na Obr. 47. Maximální napětí v těchto místech bylo necelých 224 MPa a průměrně se na zaoblení kolem děr pro šrouby objevovala hodnota 120 MPa.



Obr. 47: Napětí na spodní straně hlavy válce, hodnoty v MPa



Obr. 48: Řez díry pro šroub, hodnoty v MPa



Na Obr. 48 uvádím řez jednou z děr pro šroub, kde lze dobře vidět rozložení redukovaných napětí. Je patrná koncentrace napětí v horní hraně díry. Ve střední části díry se objevují napětí v řádech desítek MPa.

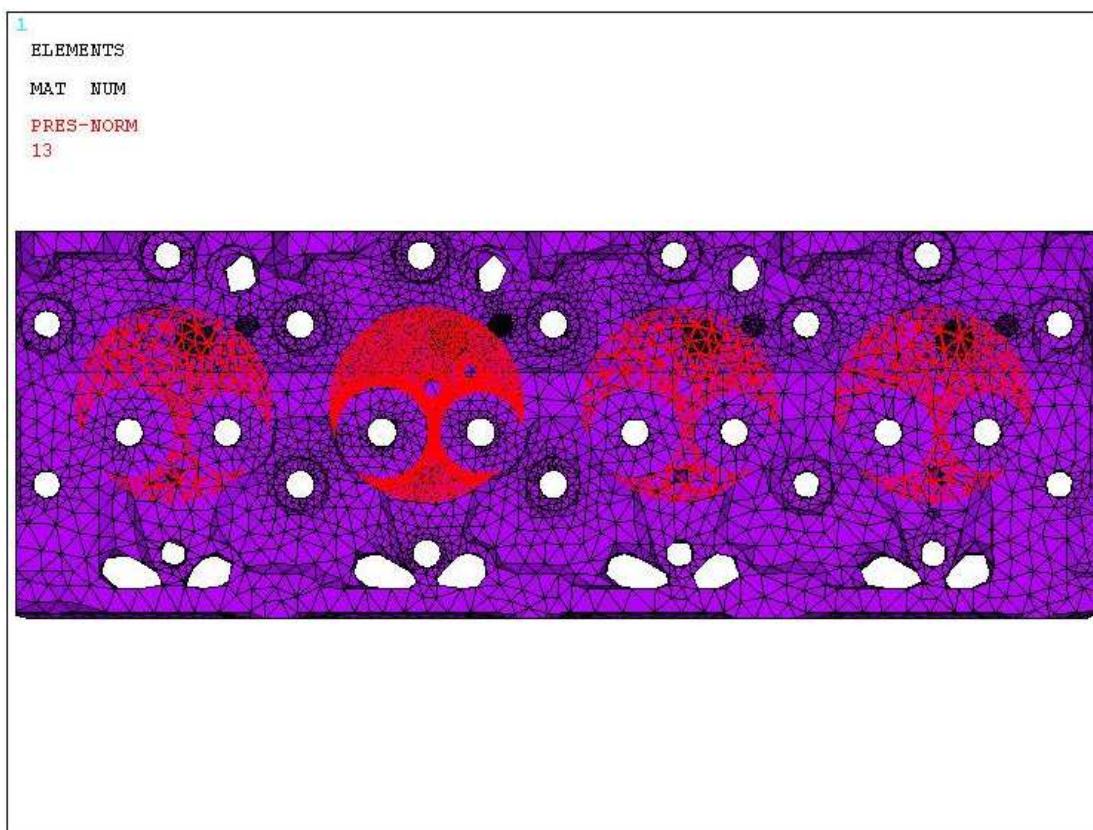
7.5 TEPELNĚ-MECHANICKÁ ANALÝZA

Při této analýze jsem vycházel z modelu, který jsem používal v mechanické analýze. K zatížení od předpětí šroubů jsem přidal spalovací tlak plynů a také tepelné zatížení, které jsem zjistil v tepelné analýze. Výsledná napětí z tepelně-mechanické analýzy poté slouží jako vstupní maximální napětí do výpočtu únavové životnosti součástí.

7.5.1 OKRAJOVÉ PODMÍNKY

Před zadáváním okrajových podmínek, které definují zatížení součásti, jsem přiřadil materiálovým modelům parametr teplotního součinitele délkové roztažnosti. Šroubům jsem přiřadil stejně velkou hodnotu tohoto součinitele, opět ve směru osy šroubu, tak jako v mechanické analýze. Ostatním součástem jsem přiřadil součinitel, který nabývá stejné hodnoty ve všech směrech. Tato hodnota je pro šedou litinu rovna $11 \times 10^{-6} \text{ K}^{-1}$ [21].

Další okrajovou podmínkou, kterou jsem aplikoval, byl maximální spalovací tlak plynů. Jeho hodnota byla 13 MPa [2] a přiřadil jsem ho uzlům na spodní straně hlavy válce, které byly ohraničeny vložkami válců Obr. 49.



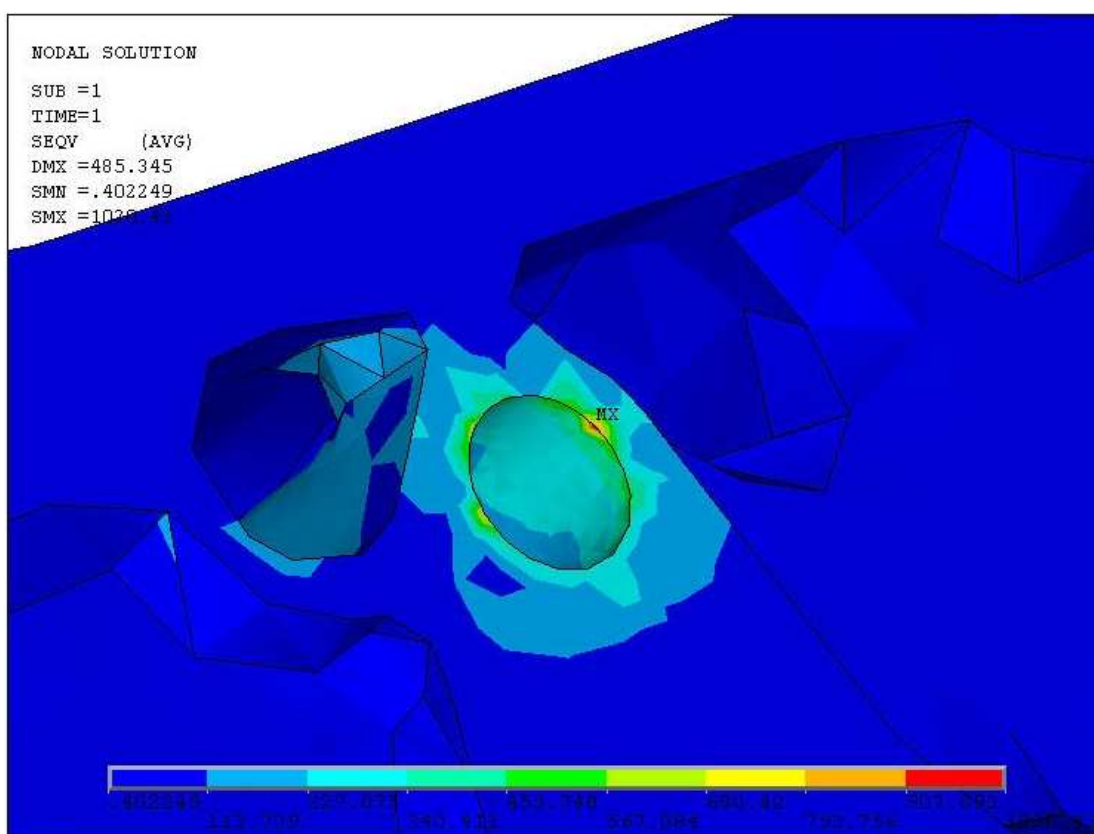
Obr. 49: Zadání maximální spalovacího tlaku

Poslední okrajovou podmínkou, kterou jsem aplikoval, bylo rozložení teplot na modelu motoru. K tomu mi posloužily výsledky z tepelné analýzy, které jsem načetl ze souboru s příponou *.rth. Díky těmto výsledkům byla každému uzlu přiřazena teplota.

Teploty byly přiřazeny také uzlům, které patří šroubům. Pokud bych tyto teploty ponechal, tak by bylo eliminováno předpětí šroubů. Proto bylo nutné těmto uzlům zadat opět teplotu, o kterou jsou ochlazeny, tak jak je popsáno v kapitole 7.4.2.

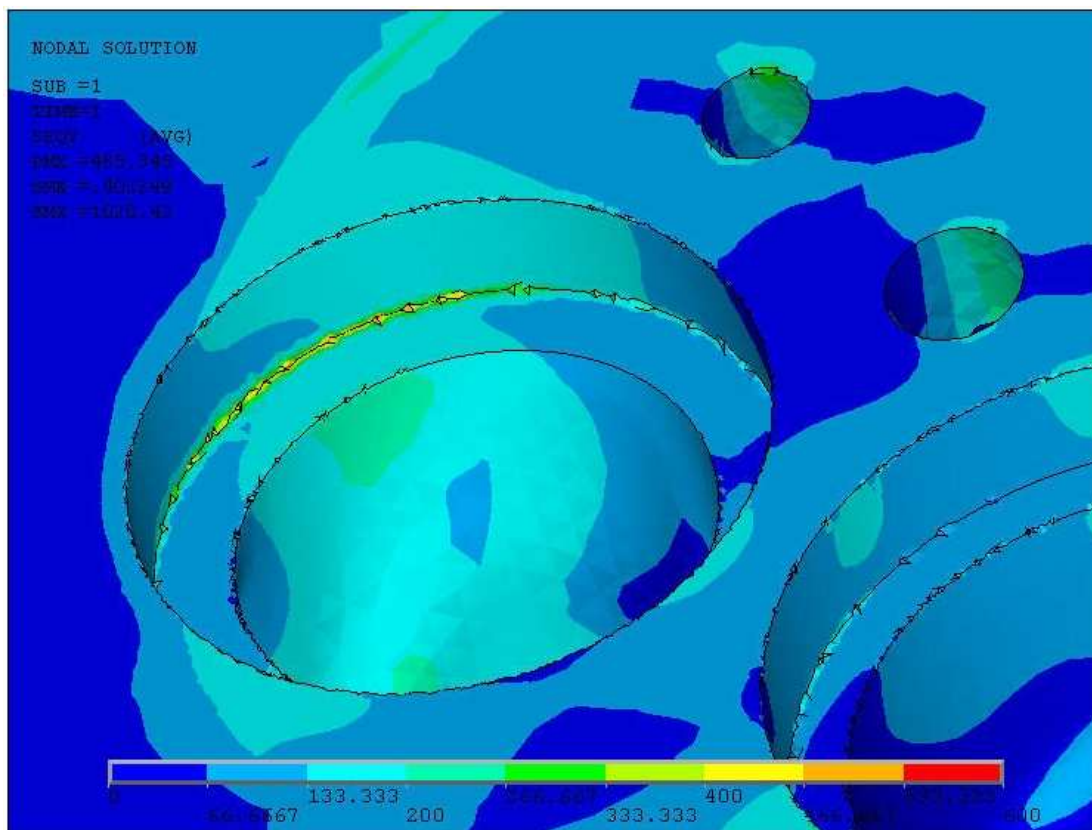
7.5.2 VÝSLEDKY TEPELNĚ-MECHANICKÉ ANALÝZY

Stejně jako u mechanické analýzy vznikla maximální napětí v místech, kde dosedají šrouby na hlavu válce (Obr. 50). Toto napětí se opět koncentruje na ostrých hranách, které neodpovídá reálnému napětí součásti. Proto v dalším vyhodnocení výsledků této analýzy je, pro větší přehlednost, upravená škála rozsahu napětí.



Obr. 50: Maximální napětí na hlavě válce, hodnoty v MPa

Lze očekávat, že ve skutečnosti vznikají největší napětí na spodní straně hlavy, která přímo uzavírá spalovací prostor. Zde nejvyšší napětí byla vypočtena v místech uložení sedla ventilu, patřícího sacímu kanálu. Tato vysoká napětí byla způsobena především velkým teplotním gradientem v těchto místech. Napětí v tomto kritickém místě je zobrazeno na Obr. 51.

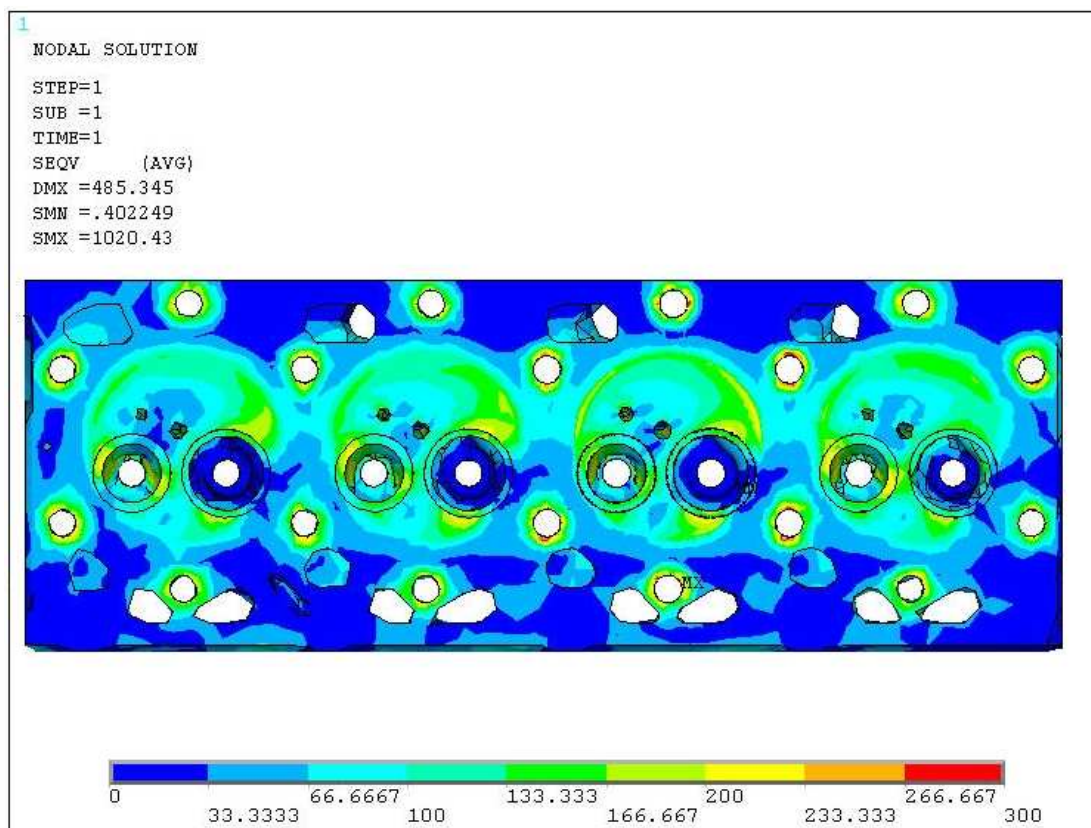


Obr. 51: Napětí v kritickém místě, hodnoty v MPa

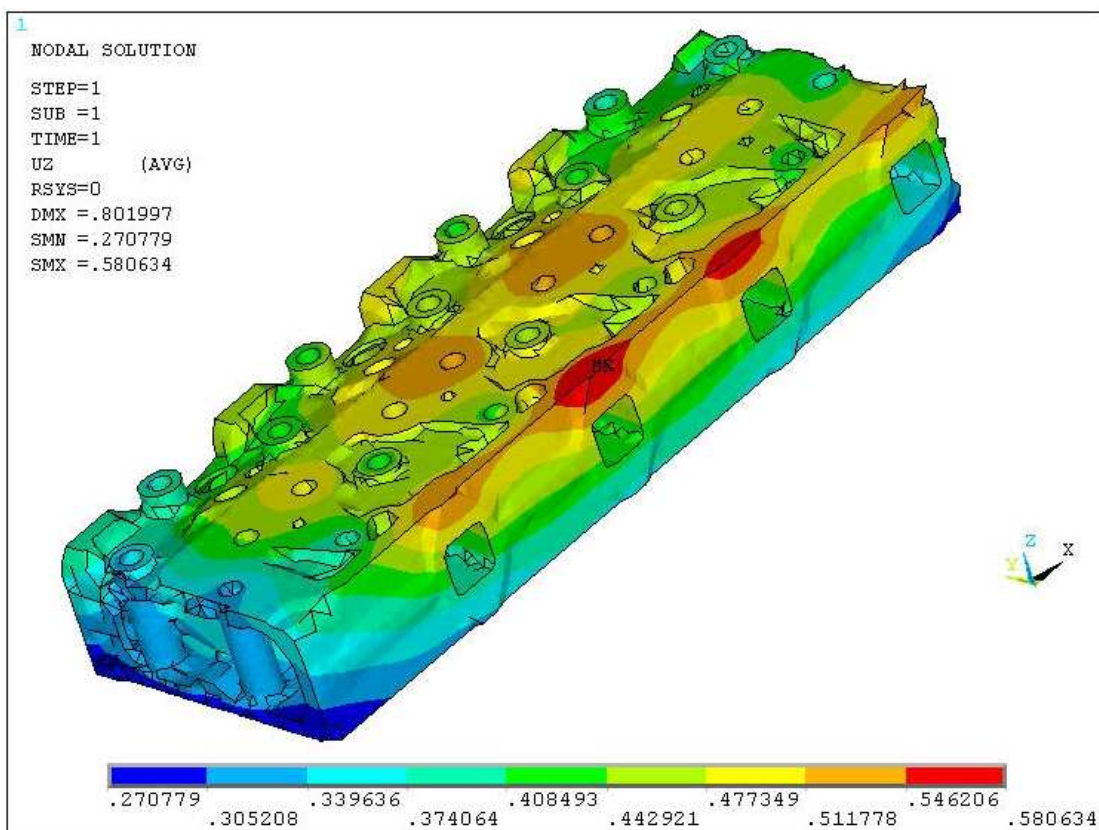
Maximální napětí v těchto místech vyšlo 685 MPa, nicméně to mohlo být způsobené tím, že síť v těchto místech nemohla mít ideální tvar, z důvodu náročnosti na výpočtovou techniku. Toto napětí se mohlo objevit na elementu, který vytvářel s okolními elementy ostrou hranu, kde docházelo ke koncentraci napětí. Nicméně průměrná hodnota napětí v uzlech, v tomto kritickém místě, dosahovala hodnoty 283 MPa. Šedá litina je citlivá především na namáhání tahem. V tomto případě je hlava zatěžována převážně tlakem, proto by tyto hodnoty napětí neměly způsobit výrazné zkrácení životnosti součásti.

Na Obr. 52 je uveden celkový pohled na spodní část hlavy válce, kde jsou patrná místa s největší koncentrací napětí. Tato místa se nachází v okolí sacích a výfukových ventilů, a také v okolí děr pro šrouby.

Lze předpokládat, že k největším deformačním posuvům bude docházet ve směru os šroubů. V tomto směru působí předpětí šroubů i spalovací tlak plynů. Deformace způsobené teplotní roztažností materiálů vznikají ve všech směrech, ale již zmiňované deformace vzniklé působením mechanického zatížení převládají a v ose jejich působení vznikají největší deformační posuvy. K největším deformačním posuvům dochází nad vyústěním výfukových kanálů. To může být způsobeno tím, že v těchto místech už není tak intenzivní odvod tepla chladicí kapalinou a dochází zde k větší teplotní roztažnosti materiálu. Tyto posuvy se pohybují v řádech desetin milimetrů. Deformační posuvy ve směru normály plochy hlavy válce, která uzavírá spalovací prostor, jsou zobrazeny na Obr. 53.



Obr. 52: Rozložení napětí na spodní straně hlavy válce, hodnoty v MPa



Obr. 53: Deformační posuvy, hodnoty v mm

8 ÚNAVOVÁ ŽIVOTNOST

Výpočet únavové životnosti je nedílnou částí při navrhování strojní součásti. Podává nám informaci o přibližném počtu zatěžovacích cyklů do vzniku poruchy, zapříčiněné únavou materiálu. Pomáhá nám zjistit, která místa součásti jsou předdimenzovaná a naopak místa, která jsou poddimenzovaná a kritická. Další informací, kterou nám podává, jsou hodnoty součinitele bezpečnosti.

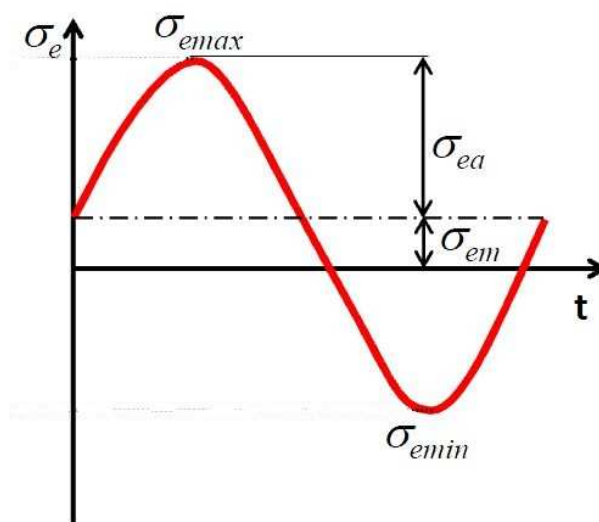
8.1 POUŽITÝ SOFTWARE

Pro analýzu únavové životnosti jsem použil software FEMFAT. Vypočtené výsledky jsem poté importoval do programu ANSYS, kde jsem provedl jejich analýzu. FEMFAT je program, který nám pomáhá hledat kritická místa a díky těmto informacím poté optimalizovat finální výrobek [12].

8.2 OKRAJOVÉ PODMÍNKY

Jak už jsem se zmiňoval v předchozích kapitolách, do výpočtu vstupují výsledky z analýz napjatosti. Výsledky mechanické analýzy určují hodnotu minimálního napětí a naopak výsledky tepelně-mechanické analýzy slouží pro stanovení hodnoty maximálního napětí.

Tyto dva zátěžné stavy jsem si vybral z toho důvodu, že simulují namáhání hlavy válce při jejím zahřívání po startu motoru. Při tomto zahřívání je součást pod silným zatížením, které se podepisuje na její životnosti. Součást je poté zatěžována cyklicky napětím ve formě sinusoidy (Obr. 54) po určitý počet cyklů.



Obr. 54: Průběh zatěžování

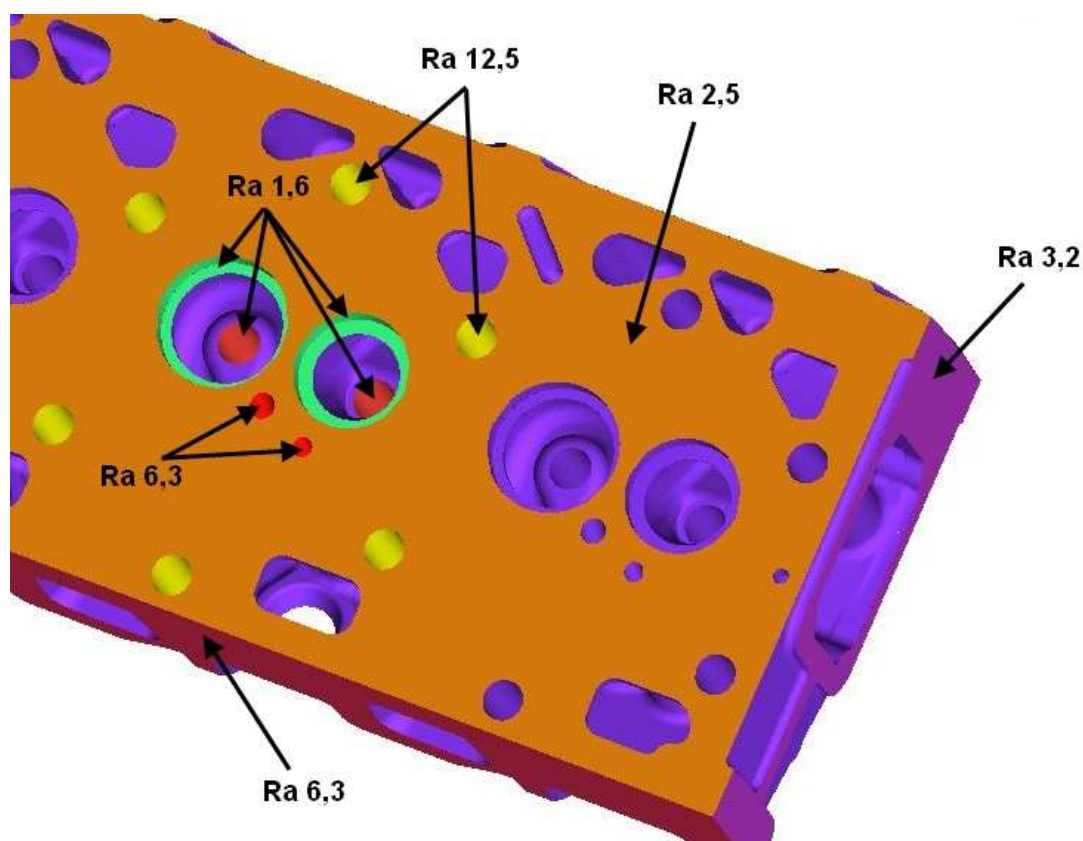
Zvolil jsem 25 000 zátěžných cyklů, což by mělo odpovídat provozu po dobu 20 let za předpokladu, že denně se bude motor startovat čtyřikrát a vozidlo bude v provozu 310 dní v roce. Jedná se tedy o nízkocyklovou únavu.

Hlava motoru je vyrobena z materiálu ČSN 422425 a jeho materiálové hodnoty, tak jak byly zadány do programu FEMFAT, jsou uvedeny v Tab. 20.

Tab. 20: Materiálové hodnoty hlavy válce

	Tah	Tlak	Ohyb
Mez pevnosti [MPa]	250	800	500
Mez kluzu [MPa]	0	0	0
Mez únavy pulzujícího cyklu [MPa]	100	300	200
Mez únavy střídavého cyklu [MPa]	65	65	120

Vliv na výsledné hodnoty součinitele bezpečnosti má také drsnost povrchu. Proto bylo nutné předepsat určitých plochám velikost drsnosti povrchu dle výkresové dokumentace. Na Obr. 55 je znázorněn příklad ploch, na které jsem předepisoval drsnosti povrchu.

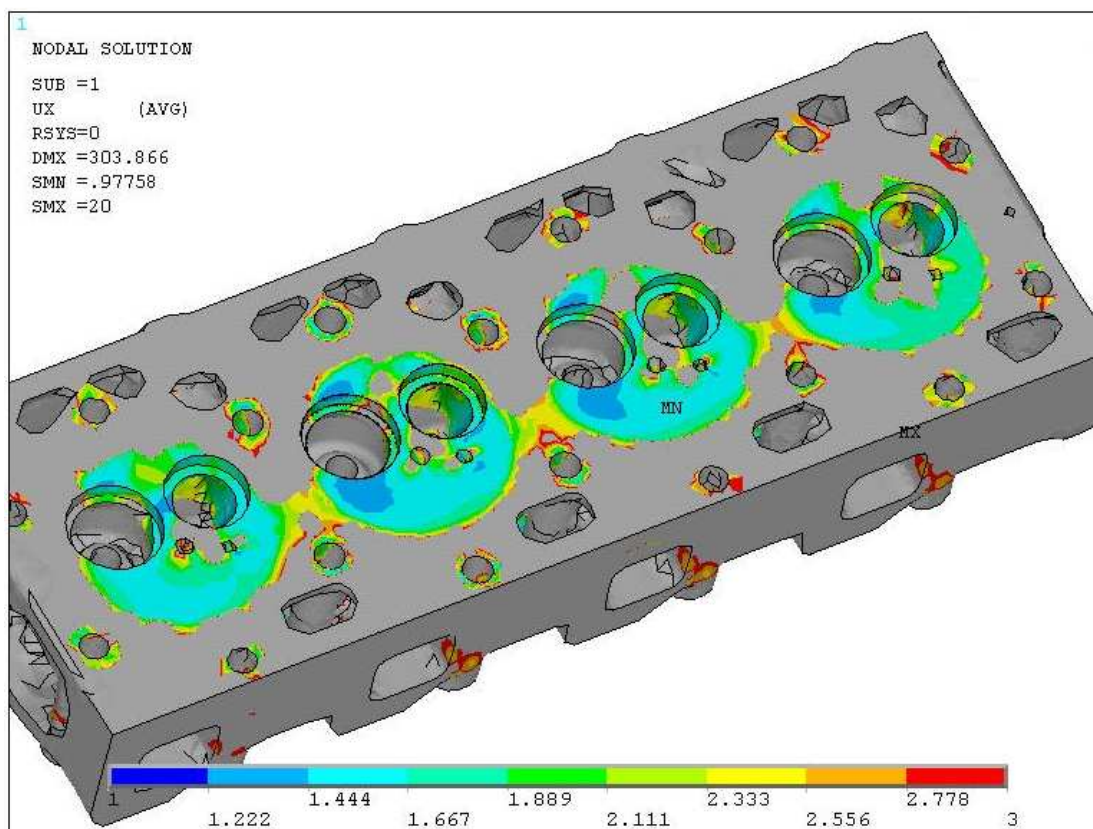


Obr. 55: Drsnosti povrchu

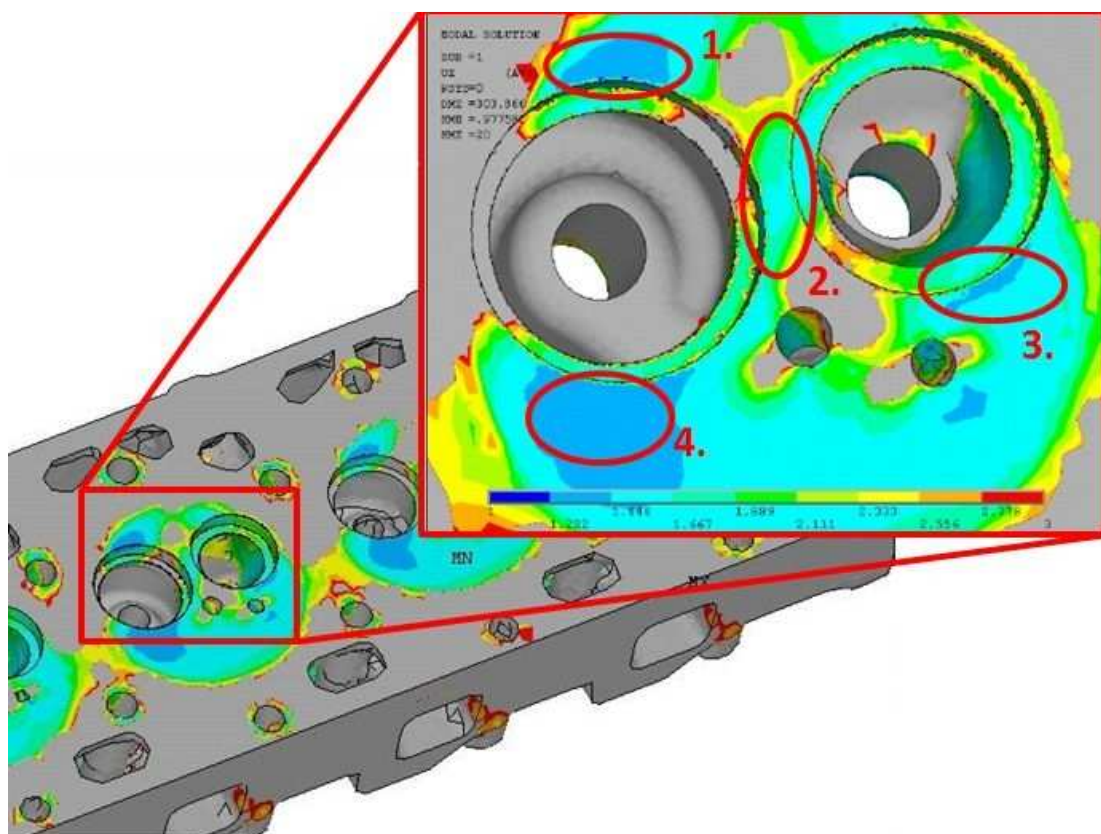
8.3 VÝSLEDKY ANALÝZY ÚNAVOVÉ ŽIVOTNOSTI

Na Obr. 56 je znázorněno rozložení součinitelů bezpečnosti na hlavě válce. Pro lepší názornost je škála upravená v rozmezí hodnot součinitelů od jedné do tří. Šedou barvou jsou poté znázorněna místa, kde součinitel bezpečnosti nabývá hodnot vyšších jak tři.

Je patrné, že nejnižší hodnoty součinitele bezpečnosti jsou v okolí sacího ventilu a také na můstku mezi ventily. V těchto místech jsem si určil čtyři místa, ve kterých jsem zjistil nejnižší hodnotu součinitele bezpečnosti. Tyto hodnoty jsou uvedeny v Tab. 21.



Obr. 56: Rozložení hodnot součinitelů bezpečnosti



Obr. 57: Detail kritických míst

Tab. 21: Hodnoty součinitele bezpečnosti

Kritické místo	Hodnota součinitele bezpečnosti [-]
1.	1,25
2.	1,45
3.	1,34
4.	1,26

Nejnižší hodnoty součinitelů bezpečnosti v kritických místech vyšly větší než jedna, což znamená, že součást by měla vydržet daný počet cyklů. Dále to vypovídá, že hlava válce není nijak předimenzovaná, protože součinitele bezpečnosti se blíží hraniční hodnotě jedna.



ZÁVĚR

Byl proveden obecný souhrn možností řešení analýz tepelného a mechanického zatížení hlavy motoru. Dále zde byla zmíněna tematika únavové životnosti součásti, její účel a predikce. Z tohoto souboru informací se poté vycházelo při samotné analýze hlavy daného vznětového motoru. Jednalo se o motor firmy ZETOR, který je určen převážně pro pohon zemědělské techniky.

V práci byly popsány postupy vytváření zjednodušeného modelu sestavy motoru, tvorby sítě a následných výpočtů. Modely byly tvořeny v prostředí CATIA V5 a určité úpravy modelů proběhly také za pomoci programu Pro/ENGINEER. Analýza napjatosti a deformace byla řešena za pomoci systému ANSYS. Pro řešení únavové životnosti a výpočet součinitelů bezpečnosti byl použit program FEMFAT.

Pro definici okrajových podmínek tepelné analýzy nebyla k dispozici data z měření teplot motoru ani z CFD analýzy. Proto se vycházelo z prací a vědeckých článků, které se zabývaly podobnými motory, jako je použit v této práci. Z této analýzy bylo zjištěno rozložení tepelných polí na modelu. Pro definici okrajových podmínek, blízcí se reálným hodnotám, by bylo vhodné vytvořit CFD analýzu spojenou s kontrolním měřením na reálném motoru. To by mohlo být zajímavé téma diplomové práce pro studenty dalších ročníků.

Dále byly vytvořeny analýzy dvou zátěžných stavů. První zátěžný stav simuloval předpětí šroubů, které uchycují hlavu k bloku motoru. Ve druhém případě se k prvnímu zátěžnému stavu přidalo zatížení maximálního spalovacího tlaku plynů spolu s rozložením tepelných polí, které bylo vypočteno v tepelné analýze. V obou vyšetřovaných stavech byla zjištěna rozložení napětí součásti, která sloužila jako vstupní data do výpočtu únavové životnosti.

Analýza únavové životnosti byla vypočtena na základě toho, že bylo aplikováno 25 000 cyklicky se opakujících zátěžných stavů. Tento počet cyklů byl zvolen pro simulaci provozu motoru po dobu dvaceti let. Dva zátěžné stavy, které vstupovaly do této analýzy, měly simulovat zatížení hlavy válce při zahřívání motoru po startu. Na základě těchto výpočtů byly zjištěny součinitele bezpečnosti a jejich rozložení na součásti. Kritická místa se nacházela v okolí sacích a výfukových ventilů. Ve všech místech hlavy válce měly součinitele bezpečnosti hodnotu větší než jedna a nejnižší hodnota byla rovna 1,25.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] MOLLENHAUER, Klaus - Helmut TSCHOEKE. Handbook of Diesel Engines. Heidelberg: Verlag Berlin, 2010. ISBN 978-3-540-89082-9.
- [2] Kolektiv VÚNM a ČKD. Naftové motory čtyřdobé, 1díl. Státní nakladatelství technické literatury, n.p., Druhé vydání, Praha, 1962. L123-B3-IV-41/2490
- [3] TEPLÝ, B. Metoda konečných prvků. FAST VUT, Brno, leden 1981.
- [4] SHIGLEY, Joseph E., Charles R. MISCHEKE a Richard G. BUDYNAS. Konstruování strojních součástí. Brno: VUTUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629.
- [5] VRBKA, Martin. – VAVERKA, Michal. Metoda konečných prvků a ANSYS. VUT FSI, Brno, 2007. První přednáška z předmětu MKP a ANSYS na VUT FSI Brno, Ústav konstruování, obor počítačová podpora konstruování. [cit. 27-1-2012]. Dostupné z <http://old.uk.fme.vutbr.cz/kestazeni/MKP/prednaska1_mkp.pdf>
- [6] ANSYS [online]. 2012 [cit. 27-1-2012]. Dostupné z <<http://www.ansys.com>>
- [7] Release 10.0 Documentation for ANSYS. ANSYS, Inc., 2007.
- [8] GUANGHUI, X. Finite element analysis of diesel engine cylinder head stress and deformation with thermal-mechanical coupling. Advanced Materials Research Vols. 211-212 (2011) pp 190-194
- [9] NESLÁDEK, M. Výpočty MKP pro kontrolu konstrukčního návrhu hlavy a válce.
- [10] MENDES, A. Structural analysis of the aluminium cylinder head for a high-speed diesel engine. 2007-01-2562
- [11] NESLÁDEK, M. Studie vlivu deformace hlavy spalovacího motoru na funkci výfukových ventilů.
- [12] Femfat software [online]. 2012 [cit. 4-4-2012]. Dostupné z <<http://www.femfat.com>>
- [13] NOVOTNÝ, Pavel. Řešení únavové životnosti součástí – 2. Část. VUT FSI, Brno, 2011. Přednáška z předmětu Výpočtové modely, Ústav automobilního a dopravního inženýrství [cit. 27-1-2012].
- [14] Zetor [online]. 2012 [cit. 4-4-2012]. Motory. Dostupné z <<http://www.zetor.cz/motory>>
- [15] Technodat [online]. 2012 [cit. 12-4-2012]. Catia V5. Dostupné z <<http://www.technodat.cz/catia-v5>>
- [16] VÉVODA, A. Porovnání moderních 3D CAD programů. Brno, 2009. 49 s. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce Ing. Michal Dosedla.



- [17] ANSYS ICEM CFD 12.0 User Manual [online]. 2009 [cit. 17-4-2012]. Dostupné z <<http://www1.ansys.com/customer/content/documentation/120/icemcfd/icmuser.pdf>>
- [18] SVS FEM ANSYS Products [online], 2012 [cit. 1-5-2012]. Dostupné z <<http://www.svsfem.cz/content/produkty-firmy-ansys-inc>>
- [19] The Engineering Toolbox [online]. 2012 [cit. 18-5-2012]. Thermal Conductivity of some common Materials and Gases. Dostupné z <http://www.engineeringtoolbox.com/thermal-conductivity-d_429.html>
- [20] ŠPANIEL, Miroslav – MACEK, Jan – DIVIŠ, Marcel – TICHÁNEK, Radek. Diesel engine head steady state heat analysis. CTU in Prague, Technická 4, 166 07 Prague, CR.
- [21] PETRUŠKA, Jindřich. Počítačové metody mechaniky II: Metoda konečných prvků. FSI VUT, Brno, listopad 2003. [cit. 27-1-2012]. Dostupné z <<http://www.umt.fme.vutbr.cz/SKRIPTA/petruska/POCMEME.html>>
- [22] ASM International [online], 2012 [cit. 20-5-2012]. Thermal Expansion. Dostupné z <<http://www.owlnet.rice.edu/~msci301/ThermalExpansion.pdf>>
- [23] TRAMPERT, S. Thermomechanical fatigue life prediction of cast iron cylinder heads. ICES2006-1420



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

ψ	[°]	úhel stoupání závitu
Π	[J]	celková potenciální energie
α	[W/m ² K]	součinitel přestupu tepla
λ	[W/mK]	tepelná vodivost
μ	[-]	Poissonova konstanta
σ_e	[Pa]	ekvivalentní napětí
σ_{ea}	[Pa]	amplituda ekvivalentního napětí
σ_{em}	[Pa]	střední hodnota ekvivalentního napětí
σ_{emax}	[Pa]	maximální hodnota ekvivalentního napětí
σ_{emin}	[Pa]	minimální hodnota ekvivalentního napětí
Δl	[mm]	změna délky šroubu
α_O	[°]	úhel boku profilu závitu
ε_x	[mm]	přetvoření v ose x
σ_x	[Pa]	normálové napětí v ose x
γ_{xy}	[°]	natočení kolem osy z
τ_{xy}	[Pa]	smykové napětí v rovině xy
ε_y	[mm]	přetvoření v ose y
σ_y	[Pa]	normálové napětí v ose y
γ_{yz}	[°]	natočení kolem osy x
τ_{yz}	[Pa]	smykové napětí v rovině yz
ε_z	[mm]	přetvoření v ose z
σ_z	[Pa]	normálové napětí v ose z
γ_{zx}	[°]	natočení kolem osy y
τ_{zx}	[Pa]	smykové napětí v rovině zx
d_2	[mm]	střední průměr závitu
d_O	[mm]	střední průměr mezidruhovité stykové plochy
E	[MPa]	Youngův modul pružnosti
f	[-]	součinitel tření
F_i	[N]	síla předpětí
f_O	[-]	součinitel tření na stykové ploše hlavy šroubu
l_0	[mm]	původní délka šroubu



M	[Nm]	utahovací moment
P	[J]	potenciál vnějšího zatížení
P _h	[mm]	výška stoupání závitu
T	[K]	teplota
u	[mm]	posuv v ose x
v	[mm]	posuv v ose y
W	[J]	energie napjatosti tělesa
w	[mm]	posuv v ose z